

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND



Prioritätsbescheinigung über die Einreichung einer Patentanmeldung

Aktenzeichen: 102 09 917.0

Anmeldetag: 7. März 2002

Anmelder/Inhaber: LuK Lamellen und Kupplungsbau Beteiligungs KG,
Bühl, Baden/DE

Bezeichnung: Verfahren, Vorrichtung und deren Verwendung zum
Betrieb eines Kraftfahrzeuges, insbesondere zur An-
steuerung eines Parallelschaltgetriebes

IPC: F 16 H, B 60 K

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprüng-
lichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 6. Februar 2003
Deutsches Patent- und Markenamt
Der Präsident
Im Auftrag

CERTIFIED COPY OF
PRIORITY DOCUMENT

Hoiß

A 9161
02/00
EDV-L

BEST AVAILABLE COPY

LuK Lamellen und Kupplungsbau
Beteiligungs KG
Industriestraße 3
77815 Bühl

GS 0576

Patentanspruch

Verfahren, Vorrichtung und deren Verwendung zum Betrieb eines Kraftfahrzeuges, vorzugsweise mit einem Antriebsmotor und einem Getriebe, insbesondere einem Parallelschaltgetriebe, im Antriebsstrang, gekennzeichnet durch mindestens eines der nachfolgenden in den Anmeldungsunterlagen enthaltenen Merkmale oder der Kombination von mindestens zwei dieser Merkmale.

LuK Lamellen und Kupplungsbau
Beteiligungs KG
Industriestraße 3
77815 Bühl

GS 0576

Verfahren, Vorrichtung und deren Verwendung zum Betrieb eines Kraftfahrzeuges, insbesondere zur Ansteuerung eines Parallelschaltgetriebes

Die Erfindung betrifft ein Verfahren, eine Vorrichtung und deren Verwendung zum Betrieb eines Kraftfahrzeuges, insbesondere zur Ansteuerung eines Parallelschaltgetriebes (PSG), wobei ein Antriebsmotor, eine Kupplung und/oder ein Getriebe im Antriebsstrang vorgesehen sind.

Gemäß Figur 1 weist ein Fahrzeug 1 eine Antriebseinheit 2, wie einen Motor oder eine Brennkraftmaschine, auf. Weiterhin sind im Antriebsstrang des Fahrzeugs 1 ein Drehmomentübertragungssystem 3 und ein Getriebe 4 angeordnet. In diesem Ausführungsbeispiel ist das Drehmomentübertragungssystem 3 im Kraftfluss zwischen Motor und Getriebe angeordnet, wobei ein Antriebsmoment des Motors über das Drehmomentübertragungssystem 3 an das Getriebe 4 und von dem Getriebe 4 abtriebsseitig an eine Abtriebswelle 5 und an eine nachgeordnete Achse 6 sowie an die Räder 6a übertragen wird.

Das Drehmomentübertragungssystem 3 ist als Kupplung, wie z. B. als Reibungskupplung, Lamellenkupplung, Magnetpulverkupplung oder Wandlerüberbrückungskupplung, ausgestaltet, wobei die Kupplung eine selbsteinstellende oder eine verschleißausgleichende Kupplung sein kann. Das Getriebe 4 ist ein unterbrechungsfreies Schaltgetriebe (USG). Entsprechend dem erfindungsgemäßen Gedanken kann das Getriebe auch ein automatisiertes Schaltgetriebe (ASG) sein, welches mittels zumindest eines Aktors automatisiert geschaltet werden kann. Als automatisiertes Schaltgetriebe ist im weiteren ein automatisiertes Getriebe zu verstehen, welches mit einer Zugkraftunterbrechung geschaltet wird und bei dem der Schaltvorgang der Getriebeübersetzung mittels zumindest eines Aktors angesteuert durchgeführt wird.

Weiterhin kann als USG auch ein Automatgetriebe Verwendung finden, wobei ein Automatgetriebe ein Getriebe im wesentlichen ohne Zugkraftunterbrechung bei den Schaltvorgängen ist und das in der Regel durch Planetengetriebestufen aufgebaut ist.

Weiterhin kann ein stufenlos einstellbares Getriebe, wie beispielsweise Kegelscheibenumschaltungsgtriebe eingesetzt werden. Das Automatgetriebe kann auch mit einem abtriebsseitig angeordneten Drehmomentübertragungssystem 3, wie eine Kupplung oder eine Reibungskupplung, ausgestaltet sein. Das Drehmomentübertragungssystem 3 kann weiterhin als Anfahrkupplung und/oder Wendesatzkupplung zur Drehrichtungsumkehr und/oder Sicherheitskupplung mit einem gezielt ansteuerbaren übertragbaren Drehmoment ausgestaltet sein. Das Drehmomentübertragungssystem 3 kann eine Trockenreibungskupplung oder eine nass laufende Reibungskupplung sein, die beispielsweise in einem Fluid läuft. Ebenso kann es ein Drehmomentwandler sein.

Das Drehmomentübertragungssystem 3 weist eine Antriebsseite 7 und eine Abtriebsseite 8 auf, wobei ein Drehmoment von der Antriebsseite 7 auf die Abtriebsseite 8 übertragen wird, indem z. B. die Kupplungsscheibe 3a mittels der Druckplatte 3b, der Tellerfeder 3c und dem Ausrücklager 3e sowie dem Schwungrad 3d kraftbeaufschlagt wird. Zu dieser Beaufschlagung wird der Ausrückhebel 20 mittels einer Betätigungsseinrichtung, z.B. einem Aktor, betätigt.

Die Ansteuerung des Drehmomentübertragungssystems 3 erfolgt mittels einer Steuereinheit 13, wie z. B. einem Steuergerät, welches die Steuerelektronik 13a und den Aktor 13b umfassen kann. In einer anderen vorteilhaften Ausführung können der Aktor 13b und die Steuerelektronik 13a auch in zwei unterschiedlichen Baueinheiten, wie z.B. Gehäusen, angeordnet sein.

Die Steuereinheit 13 kann die Steuer- und Leistungselektronik zur Ansteuerung des Antriebsmotors 12 des Aktors 13b enthalten. Dadurch kann beispielsweise vorteilhaft erreicht werden, dass das System als einzigen Bauraum den Bauraum für den Aktor 13b mit Elektronik benötigt. Der Aktor 13b besteht aus dem Antriebsmotor 12, wie z.B. einem Elektromotor, wobei der Elektromotor 12 über ein Getriebe, wie z.B. ein

Schneckengetriebe, ein Stirnradgetriebe, ein Kurbelgetriebe oder ein Gewindespindelgetriebe, auf einen Geberzylinder 11 wirkt. Diese Wirkung auf den Geberzylinder 11 kann direkt oder über ein Gestänge erfolgen.

Die Bewegung des Ausgangsteiles des Aktors 13b, wie z. B. des Geberzylinderkolbens 11a, wird mit einem Kupplungswegsensor 14 detektiert, welcher die Position oder Stellung oder die Geschwindigkeit oder die Beschleunigung einer Größe detektiert, welche proportional zur Position bzw. Einrückposition respektive der Geschwindigkeit oder Beschleunigung der Kupplung ist. Der Geberzylinder 11 ist über eine Druckmittelleitung 9, wie z.B. eine Hydraulikleitung, mit dem Nehmerzylinder 10 verbunden. Das Ausgangselement 10a des Nehmerzylinders ist mit dem Ausrückmittel 20, z.B. einem Ausrückhebel, wirkverbunden, so dass eine Bewegung des Ausgangsteiles 10a des Nehmerzylinders 10 bewirkt, dass das Ausrückmittel 20 ebenfalls bewegt oder verkippt wird, um das von der Kupplung 3 übertragbare Drehmoment anzusteuern.

Der Aktor 13b zur Ansteuerung des übertragbaren Drehmoments des Drehmomentübertragungssystems 3 kann druckmittelbetätigbar sein, d.h., er kann einen Druckmittelgeber- und Nehmerzylinder aufweisen. Das Druckmittel kann beispielsweise ein Hydraulikfluid oder ein Pneumatikmedium sein. Die Betätigung des Druckmittelgeberzylinders kann elektromotorisch erfolgen, wobei der als Antriebselement 12 vorgesehene Elektromotor elektronisch angesteuert werden kann. Das Antriebselement 12 des Aktors 13b kann neben einem elektromotorischen Antriebselement auch ein anderes, beispielsweise druckmittelbetätigtes Antriebselement sein. Weiterhin können Magnetaktoren verwendet werden, um eine Position eines Elementes einzustellen.

Bei einer Reibungskupplung erfolgt die Ansteuerung des übertragbaren Drehmomentes dadurch, dass die Anpressung der Reibbeläge der Kupplungsscheibe zwischen dem Schwungrad 3d und der Druckplatte 3b gezielt erfolgt. Über die Stellung des Ausrückmittels 20, wie z.B. einer Ausrückgabel oder eines Zentralausrückers, kann die Kraftbeaufschlagung der Druckplatte 3b respektive der Reibbeläge gezielt angesteuert werden, wobei die Druckplatte 3b dabei zwischen zwei Endpositionen bewegt und beliebig eingestellt und fixiert werden kann. Die eine

Endposition entspricht einer völlig eingerückten Kupplungsposition und die andere Endposition einer völlig ausgerückten Kupplungsposition. Zur Ansteuerung eines übertragbaren Drehmomentes, welches beispielsweise geringer ist als das momentan anliegende Motormoment, kann beispielsweise eine Position der Druckplatte 3b angesteuert werden, die in einem Zwischenbereich zwischen den beiden Endpositionen liegt. Die Kupplung kann mittels der gezielten Ansteuerung des Ausrückmittels 20 in dieser Position fixiert werden. Es können aber auch übertragbare Kupplungsmomente angesteuert werden, die definiert über den momentan anstehenden Motormomenten liegen. In einem solchen Fall können die aktuell anstehenden Motormomente übertragen werden, wobei die Drehmoment-Ungleichförmigkeiten im Antriebsstrang in Form von beispielsweise Drehmomentspitzen gedämpft und/oder isoliert werden.

Zur Ansteuerung des Drehmomentübertragungssystems 3 werden weiterhin Sensoren verwendet, die zumindest zeitweise die relevanten Größen des gesamten Systems überwachen und die zur Steuerung notwendigen Zustandsgrößen, Signale und Messwerte liefern, die von der Steuereinheit verarbeitet werden, wobei eine Signalverbindung zu anderen Elektronikeinheiten, wie beispielsweise zu einer Motorelektronik oder einer Elektronik eines Antiblockiersystems (ABS) oder einer Antischlupfregelung (ASR) vorgesehen sein kann und bestehen kann. Die Sensoren detektieren beispielsweise Drehzahlen, wie Raddrehzahlen, Motordrehzahlen, die Position des Lasthebels, die Drosselklappenstellung, die Gangposition des Getriebes, eine Schaltabsicht und weitere fahrzeugspezifische Kenngrößen.

Die Fig. 1 zeigt, dass ein Drosselklappensensor 15, ein Motordrehzahlsensor 16 sowie ein Tachosensor 17 Verwendung finden können und Messwerte bzw. Informationen an das Steuergerät 13 weiterleiten. Die Elektronikeinheit, wie z.B. eine Computereinheit, der Steuerelektronik 13a verarbeitet die Systemeingangsgrößen und gibt Steuersignale an den Aktor 13b weiter.

Das Getriebe ist als z.B. Stufenwechselgetriebe ausgestaltet, wobei die Übersetzungsstufen mittels eines Schalthebels 18 gewechselt werden oder das Getriebe mittels dieses Schalthebels 18 betätigt oder bedient wird. Weiterhin ist an dem Schalthebel 18 des Handschaltgetriebes zumindest ein Sensor 19b angeordnet,

welcher die Schaltabsicht und/oder die Gangposition detektiert und an das Steuergerät 13 weiterleitet. Der Sensor 19a ist am Getriebe angelenkt und detektiert die aktuelle Gangposition und/oder eine Schaltabsicht. Die Schaltabsichtserkennung unter Verwendung von zumindest einem der beiden Sensoren 19a, 19b kann dadurch erfolgen, dass der Sensor ein Kraftsensor ist, welcher die auf den Schalthebel 18 wirkende Kraft detektiert. Weiterhin kann der Sensor aber auch als Weg- oder Positionssensor ausgestaltet sein, wobei die Steuereinheit aus der zeitlichen Veränderung des Positionssignals eine Schaltabsicht erkennt.

Das Steuergerät 13 steht mit allen Sensoren zumindest zeitweise in Signalverbindung und bewertet die Sensorsignale und Systemeingangsgrößen in der Art und Weise, dass in Abhängigkeit von dem aktuellen Betriebspunkt die Steuereinheit Steuer- oder Regelungsbefehle an den zumindest einen Aktor 13b ausgibt. Der Antriebsmotor 12 des Aktors 13b, z.B. ein Elektromotor, erhält von der Steuereinheit, welche die Kupplungsbetätigung ansteuert, eine Stellgröße in Abhängigkeit von Messwerten und/oder Systemeingangsgrößen und/oder Signalen der angeschlossenen Sensorik. Hierzu ist in dem Steuergerät 13 ein Steuerprogramm als Hard- und/oder als Software implementiert, das die eingehenden Signale bewertet und anhand von Vergleichen und/oder Funktionen und/oder Kennfeldern die Ausgangsgrößen berechnet oder bestimmt.

Das Steuergerät 13 hat in vorteilhafter Weise eine Drehmomentbestimmungseinheit, eine Gangpositionsbestimmungseinheit, eine Schlupfbestimmungseinheit und/oder eine Betriebszustandsbestimmungseinheit implementiert oder es steht mit zumindest einer dieser Einheiten in Signalverbindung. Diese Einheiten können durch Steuerprogramme als Hardware und/oder als Software implementiert sein, so dass mittels der eingehenden Sensorsignale das Drehmoment der Antriebseinheit 2 des Fahrzeugs 1, die Gangposition des Getriebes 4 sowie der Schlupf, welcher im Bereich des Drehmomentübertragungssystems 3 herrscht und der aktuelle Betriebszustand des Fahrzeugs 1 bestimmt werden können. Die Gangpositionsbestimmungseinheit ermittelt anhand der Signale der Sensoren 19a und 19b den aktuell eingelegten Gang. Dabei sind die Sensoren 19a, 19b am Schalthebel und/oder an getriebeinternen Stellmitteln, wie beispielsweise einer zentralen Schaltwelle oder Schaltstange, angelenkt und diese detektieren,

beispielsweise die Lage und/oder die Geschwindigkeit dieser Bauteile. Weiterhin kann ein Lasthebelsensor 31 am Lasthebel 30, wie z.B. an einem Gaspedal, angeordnet sein, welcher die Lasthebelposition detektiert. Ein weiterer Sensor 32 kann als Leerlaufschalter fungieren, d.h. bei betätigtem Lasthebel 30 bzw. Gaspedal ist dieser Leerlaufschalter 32 eingeschaltet und bei nicht betätigtem Lasthebel 30 ist er ausgeschaltet, so dass durch diese digitale Information erkannt werden kann, ob der Lasthebel 30 betätigt wird. Der Lasthebelsensor 31 detektiert den Grad der Betätigung des Lasthebels 30.

Die Fig. 1 zeigt neben dem Lasthebel 30 und den damit in Verbindung stehenden Sensoren ein Bremsenbetätigungsselement 40 zur Betätigung der Betriebsbremse oder der Feststellbremse, wie z.B. ein Bremspedal, einen Handbremshebel oder ein hand- oder fußbetätigtes Betätigungsselement der Feststellbremse. Zumindest ein Sensor 41 ist an dem Betätigungsselement 40 angeordnet und überwacht dessen Betätigung. Der Sensor 41 ist beispielsweise als digitaler Sensor, wie z. B. als Schalter, ausgestaltet, wobei dieser detektiert, dass das Bremsenbetätigungsselement 40 betätigt oder nicht betätigt ist. Mit dem Sensor 41 kann eine Signaleinrichtung, wie z.B. eine Bremsleuchte, in Signalverbindung stehen, welche signalisiert, dass die Bremse betätigt ist. Dies kann sowohl für die Betriebsbremse als auch für die Feststellbremse erfolgen. Der Sensor 41 kann jedoch auch als analoger Sensor ausgestaltet sein, wobei ein solcher Sensor, wie beispielsweise ein Potentiometer, den Grad der Betätigung des Bremsenbetätigungselements 41 ermittelt. Auch dieser Sensor kann mit einer Signaleinrichtung in Signalverbindung stehen.

Nachfolgend wird eine mögliche Ausgestaltung der hier vorgestellten Erfindung beschrieben, bei der eine generelle Strategie zur Ansteuerung der Kupplungen in einem Parallelschaltgetriebe, insbesondere einem Doppelkupplungsgetriebe, angegeben wird.

Es hat sich gezeigt, dass bei der Momentenübergabe, insbesondere bei Hochschaltungen, sich das übertragene Moment T_{clB} der Kupplung des höheren Ganges von 0 bis zur erwarteten Schlupfgrenze erhöht. Währenddessen wird das übertragene Moment T_{clA} der noch haftenden Kupplung des niedrigeren Ganges

beibehalten, bis diese Kupplung momentenfrei ist. In diesem Augenblick kann der niedrigere Gang herausgenommen werden.

Eine mathematische Analyse dieser Strategie zeigt, dass der Zeitpunkt t_1 , zu dem das übertragene Moment von Kupplung A gerade 0 ist, vor dem Zeitpunkt t_2 liegt, an dem die Kupplung B ihre erwartete Schlupfgrenze erreicht hat. Dabei wird die Beschleunigung a des Fahrzeuges zum Zeitpunkt t_1 durch die folgende Formel angegeben:

$$a(t_1) = r \cdot \frac{T_{\text{vehicle}} + i_B \cdot T_{\text{eng}}}{J_{\text{vehicle}} + i_A \cdot i_B \cdot J_{\text{eng}}}$$

Dagegen ist die Beschleunigung a des Fahrzeugs gerade nach dem Zeitpunkt t_2 durch die folgende Formel gegeben:

$$a(t_2) = r \cdot \frac{T_{\text{vehicle}} + i_B \cdot T_{\text{eng}}}{J_{\text{vehicle}} + i^2_B \cdot J_{\text{eng}}}$$

Wobei r der Radius der Räder, T_{vehicle} der Fahrwiderstand, T_{eng} das Motormoment, J_{vehicle} das Trägheitsmoment des Fahrzeugs, J_{eng} das Trägheitsmoment des Motors, i_A die Gesamtübersetzung des niedrigeren Ganges und i_B die Gesamtübersetzung des höheren Ganges ist. Dabei gilt also $i_A > i_B$. Davon ausgehend, dass der Zähler der beiden oben angegebenen Formeln positiv ist, lässt sich folgern, dass $a(t_1) < a(t_2)$ ist, d. h. dass die Fahrzeugbeschleunigung während des Überblendens der Kupplungen unter den Wert sinkt, den sie nach dem Überblenden hat. Dies ist beispielhaft in Figur 2 schematisch skizziert.

Ein derartiges Absinken der Beschleunigung kann eine Komforteinbuße bedeuten. Wünschenswert wäre deshalb, dass beispielsweise ein linearer Übergang der Beschleunigung ohne Minimum vorgesehen wird, wie dies auch in Figur 2 durch die gestrichelte Linie angedeutet ist.

In Figur 2 ist der Beschleunigungsverlauf während und nach einer Zug-Hochschaltung für ein Fahrzeug mit einem Doppelkupplungsgetriebe dargestellt. Aus

Figur 2 wird deutlich, dass, wenn mit haftender Kupplung A überblendet wird, die Beschleunigung unter das Niveau der Beschleunigung im neuen Gang sinkt.

Eine weitere mögliche Strategie kann vorsehen, dass T_{clA} linear auf den Wert 0 zurückgefahren wird, während T_{clB} zeitgleich linear hochgefahren wird. Dabei haftet die Kupplung zum Beginn des Überblendens und der niedrigere Gang wird nicht ausgelegt, wenn die Kupplung A momentenfrei ist. Da der Gang an der Kupplung A nicht ausgelegt wird, überträgt die Kupplung A auch noch zum Zeitpunkt t_1 ein Moment. Dann jedoch nicht mehr vom Motor ins Getriebe, sondern umgekehrt. In folge dessen sinkt die Beschleunigung weiter bis Kupplung A endlich in die Schlupfphase kommt. Auch diese Vorgehensweise ist in Figur 2 angedeutet.

Erfindungsgemäß kann auch vorgesehen werden, dass in Abhängigkeit von dem Zustand im Getriebe, z.B. Zug- oder Schubbelastung, und der Schaltungsart, z.B. Hochschaltung oder Rückschaltung, das Moment im Triebstrang durch abgestimmte Aktionen der beiden Kupplungen und des Motors derart gesteuert wird, dass vorzugsweise Triebstrangschwingungen unterdrückt werden und ein maximaler Fahrkomfort ermöglicht wird.

Die erfindungsgemäße Steuerstrategie bezieht sich insbesondere auf ein Doppelkupplungsgetriebe, welches zwei Getriebeeingangswellen aufweist, die je durch eine Reibkupplung mit der Kurbelwelle des Motors stufenlos verbunden sein können. An der einen Eingangswelle können z.B. die Gangstufen 1, 3 und 5 liegen, während an der anderen Eingangswelle die Gangstufen 2, 4 und 6 liegen. Einfache Hoch- und Rückschaltungen können z.B. derart durchgeführt werden, sodass der Zielgang auf der ausgetrennten Eingangswelle (Welle 2) eingelegt wird, die Eingangswelle des Ist-Ganges (Welle 1) ausgetrennt wird, während die Welle 2 eingekuppelt wird und die Motordrehzahl der Drehzahl der Welle 2 angepasst wird.

Durch einen derartigen Übergang von Welle 1 auf Welle 2 wird eine Zugkraftunterbrechung vermieden. Dabei ist darauf zu achten, dass weder durch das Überblenden der Kupplungen noch durch die anschließende Synchronisation der Motordrehzahl ein spürbarer Ruck angeregt wird, welcher nämlich den Fahrkomfort verschlechtert.

Bei der Strategie gemäß der Erfindung wird ein ruckfreier Übersetzungswechsel mit einer geeigneten Synchronisation vorgesehen. Beispielsweise kann die erfindungsgemäße Strategie auch für die Vorsteuerung eingesetzt werden und dann mit einer entsprechenden Regelung kombiniert werden.

Um die vorgesehene Steuerstrategie geeignet zu verdeutlichen, wird ein entsprechendes Modell des Triebstranges mit entsprechenden Bewegungsgleichungen eingeführt. Der Triebstrang besteht aus einem Verbrennungsmotor mit dem Trägheitsmoment J_e . Sein Drehmoment T_e ist steuerbar. Des weiteren sind zwei parallele Reibkupplungen vorgesehen, die mit dem Verbrennungsmotor verbunden werden können und deren übertragbaren Drehmomente T_{cl1} und T_{cl2} unabhängig voneinander steuerbar sind. Ferner sind zwei Teilgetriebe vorgesehen, welche über die Reibkupplungen an den Verbrennungsmotor gekoppelt werden können. Die Übersetzungen des einen Teilgetriebes ist i_1 und die des anderen ist i_2 . Beide Teilgetriebe haben eine gemeinsame Ausgangswelle. Des Weiteren wird ein Fahrzeug mit einem Trägheitsmoment J_v berücksichtigt, welches mit der Ausgangswelle des Getriebes verbunden ist. Auf das Fahrzeug wirkt ein Drehmoment T_r , welches die Summe sämtlicher Fahrwiderstände ist.

In Figur 3 ist eine Skizze dieses Modells dargestellt. Es wird eine schematische Darstellung eines Triebstrangs mit einer Doppelkupplung gezeigt. Mit T_e ist das Drehmoment des Verbrennungsmotors, mit J_e ist sein Trägheitsmoment bezeichnet. T_{cl1} und T_{cl2} sind die übertragbaren Drehmomente von der Kupplung 1 bzw. von der Kupplung 2. Mit i_1 und mit i_2 sind die Übersetzungen der Gänge bezeichnet, die an den Getriebewellen 1 bzw. 2 eingelegt sind. J_v steht für das Trägheitsmoments des Fahrzeugs und T_r steht für die Summe aller Momente, die von der Abtriebsseite wirken.

Ausgehend von diesem Modell können sich insbesondere drei Fälle unterscheiden lassen:

1. Kupplung 1 haftet, Kupplung 2 schlüpft

Die Momentenbilanz liefert folgende beiden Gleichungen:

$$J_e \dot{\omega}_e = T_e - T_{cl1} + \text{sign}(i_2 \omega_v - \omega_e) \cdot T_{cl2} \quad (1a)$$

$$J_v \dot{\omega}_v = T_r + i_1 \cdot T_{cl1} - i_2 \cdot \text{sign}(i_2 \omega_v - \omega_e) \cdot T_{cl2} \quad (2a)$$

T_{cl1}^* ist das von der Kupplung 1 übertragene Drehmoment. Da der Motor und das Fahrzeug starr über die Kupplung 1 miteinander verbunden sind; es gilt:

$$\omega_v = \frac{\omega_e}{i_1} \quad (3a)$$

$$\dot{\omega}_v = \frac{\dot{\omega}_e}{i_1} \quad (4a)$$

Wenn die Gleichung (3a) in die Gleichungen (1a) und (2a) und die Gleichung (4a) in die Gleichung (2a) eingesetzt werden, wird T_{cl1}^* eliminiert und man erhält die folgende Bewegungsgleichung:

$$\boxed{\dot{\omega}_e = \frac{T_r + i_1 \cdot T_e - |i_2 - i_1| \cdot T_{cl2}}{\frac{J_v}{i_1} + i_1 \cdot J_e}} \quad (5a)$$

Die Bedingung für das Haften der Kupplung 1 wird durch $|T_{cl1}^*| < T_{cl1}$ bestimmt. Diese Bedingung wird bestimmt, indem man die Gleichung (5a) in die Gleichung (1a) einsetzt und nach T_{cl1}^* auflöst. Für diese Haftbedingung der Kupplung 1 ergibt sich dann folgende Gleichung:

$$\left| T_e + \text{sign}(i_2 - i_1) \cdot T_{cl2} - \frac{J_e}{\frac{J_v}{i_1} + i_1 \cdot J_e} \cdot (T_r + i_1 \cdot T_e - |i_2 - i_1| \cdot T_{cl2}) \right| \leq T_{cl1} \quad (6a)$$

2. Kupplung schlupft, Kupplung 2 haftet

Analog zu dem Fall 1 ergibt sich die Gleichung:

$$\boxed{\dot{\omega}_e = \frac{T_r + i_2 \cdot T_e - |i_1 - i_2| \cdot T_{cl1}}{\frac{J_v}{i_2} + i_2 \cdot J_e}} \quad (7a)$$

mit der Haftbedingung

$$\left| T_e + \text{sign}(i_1 - i_2) \cdot T_{cl1} - \frac{J_e}{\frac{J_v}{i_2} + i_2 \cdot J_e} \cdot (T_r + i_2 \cdot T_e - |i_1 - i_2| \cdot T_{cl1}) \right| \leq T_{cl2} \quad (8a)$$

3. Kupplung 1 und Kupplung 2 schlupfen

Die Momentenbilanz liefert die folgenden beiden Gleichungen:

$$\begin{aligned} J_e \dot{\omega}_e &= T_e + \text{sign}(i_1 \omega_v - \omega_e) \cdot T_{cl1} + \text{sign}(i_2 \omega_v - \omega_e) \cdot T_{cl2} \\ J_v \dot{\omega}_v &= T_r - i_1 \cdot \text{sign}(i_1 \omega_v - \omega_e) \cdot T_{cl1} - i_2 \cdot \text{sign}(i_2 \omega_v - \omega_e) \cdot T_{cl2} \end{aligned} \quad (9a)$$

Es hat sich gezeigt, dass die Kupplungen möglichst wenig Haft-Schlupf- bzw. Schlupf-Haft-Übergänge haben sollten, um ungewünschte Ruckelbewegungen zu vermeiden. Unter der Annahme, dass vor und nach dem Übersetzungswechsel die jeweils übertragene Kupplung haften soll, kann die Kupplung 1 mindestens einen Haft-Schlupf-Übergang und die Kupplung 2 mindestens einen Schlupf-Haft-Übergang erfahren. Diese Übergänge können ruckfrei gestaltet werden.

Eine nachfolgend beschriebene Strategie sieht den Ablauf eines ruckfreien Übersetzungswechsels in einen höheren Gang ohne Zugkraftminderung mit anschließender Synchronisation der Motordrehzahl vor.

1. Dabei kann vorgesehen sein, dass die noch übertragene Kupplung 1 an ihre Schlupfgrenze herangefahren wird. Da die Kupplung 2 noch kein Moment überträgt, liegt nach Gleichung 6a die Schlupfgrenze von der Kupplung 1 bei

$$T_{cl1} = \left| T_e - \frac{J_e}{\frac{J_v}{i_1} + i_1 \cdot J_e} \cdot (T_r + i_1 \cdot T_e) \right| \quad (10a)$$

Bei dieser Gleichung sind auf der rechten Seite bis auf T_r sämtliche Größen bekannt. Aus der Gleichung 5a, welche nach T_r aufgelöst wird, ergibt sich für T_r folgendes:

$$T_r = \left(\frac{J_v}{i_1} + i_1 \cdot J_e \right) \cdot \dot{\omega}_e - i_1 \cdot T_e \quad (11a)$$

Wenn die Gleichung 11a in die Gleichung 10a eingesetzt wird ergibt sich die folgende Gleichung

$$T_{cl1} = |T_e - J_e \cdot \dot{\omega}_e| \quad (12a)$$

wobei $\dot{\omega}_e$ durch fortlaufende Messung und numerische Differentiation der Motordrehzahl bestimmt werden kann. Auf diese Weise wird schließlich T_r ermittelt.

2. Ferner wird durch kurzzeitige Erhöhung des Motormoments die Motordrehzahl ebenfalls erhöht, um dadurch eine Schlupfreserve aufzubauen. Diese Schlupfreserve soll gewährleisten, dass beim Überblenden der Kupplung 1 auf die Kupplung 2 die Kupplung 2 nicht wieder anfängt zu haften.

3. Des weiteren kann die Kupplung 1 stetig auf den Wert 0 Nm zurückgefahren werden. Vorzugsweise zeitgleich kann die Kupplung 2 stetig von dem Wert 0 Nm an ihre zu erwartende Schlupfgrenze gefahren werden. Dies ist vorzugsweise jenes Kupplungsmoment, bei dem die Kupplung gerade noch schlupfen kann, vorausgesetzt, dass die Motordrehzahl schon synchronisiert ist. Analog zu der Gleichung 10a liegt diese Schlupfgrenze der zweiten Kupplung bei:

$$T_{cl2} = \left| T_e - \frac{J_e}{\frac{J_v}{i_2} + i_2 \cdot J_e} \cdot (T_r + i_2 \cdot T_e) \right| \quad (13a)$$

Dabei ist der Fahrtwiderstand T_r , welcher in die rechte Seite der Gleichung 13a eingeht, durch Auflösen der zweiten Gleichung des Systems nämlich Gleichung 9a bestimmbar; nämlich durch folgende Gleichung:

$$T_r = J_v \dot{\omega}_v + i_1 \cdot \text{sign}(i_1 \omega_v - \omega_e) \cdot T_{cl1} + i_2 \cdot \text{sign}(i_2 \omega_v - \omega_e) \cdot T_{cl2} \quad (14a)$$

wobei $\dot{\omega}_v$ hinreichend genau durch fortlaufende Messung und numerische Differentiation einer der beiden Getriebereingangsrehzahlen bestimmt werden kann.

4. Schließlich kann die Motordrehzahl durch eine kontrollierte, kurze Reduzierung des Motormoments mit der Drehzahl der zweiten Getriebeeingangswelle synchronisiert werden. Eine mögliche Strategie für einen derartigen Motoreingriff wird nachfolgend dargestellt.

Beispielsweise ist es möglich, dass der Übersetzungswechsel bei Vollast durchgeführt wird und das Motormoment bei der vorgenannten Phase 2 nicht mehr über das Fahrerwunschmodent erhöht werden kann. In diesem Fall kann sich eine Schlupfreserve aufbauen, indem in der vorgenannten Phase 1 das Moment der Kupplung 1 etwas unter die Schlupfgrenze gefahren wird.

Bei einer abgewandelten Strategie können auch Rückschaltungen ähnlich wie Zugschaltungen ausgeführt werden. Einen möglichen Unterschied kann es bei der Phase 2 geben. Um einen möglichst ruckfreien Übersetzungswechsel zu erhalten, ist es unter Umständen nicht ausreichend, die Motordrehzahl ω_e über die Drehzahl ω_1 der noch übertragenen Getriebeeingangswelle zu heben. Falls ω_e während des Überblendens der beiden Kupplungen in der Phase 3 noch unter der Drehzahl ω_2 der neuen Getriebeeingangswelle liegt, mindert der Motor über die Kupplung 2 die Fahrzeugbeschleunigung so lange bis ω_e und ω_2 etwa gleiche Werte annehmen. Daher ist auch bei Rückschaltungen folgende Modifikation der vorgenannten Phase 2 sinnvoll.

- Die Phase 2 wird solange aufrecht erhalten, bis der Motor und die Getriebeeingangswelle des neuen Ganges synchron laufen. Die Durchführung der Phase 4 kann dann entfallen.
- Falls steuerungstechnisch eine exakte Synchronisation von ω_e und ω_2 nicht gelingt, könnte vorzugsweise die Phase 2 solange aufrecht erhalten werden, bis $\omega_e > \omega_2$ ist. Die Synchronisation kann dann in Phase 4 nachgeholt werden. Sie gelingt dann eher, da die Kupplung 2 in dieser Phase das gesamte Moment überträgt.

Insbesondere zur Überprüfung der Wirkungsweise der vorgestellte Strategie kann diese mittels Simulation simuliert werden. Dabei ist es z.B. möglich, dass die

Bewegungsgleichungen 5a, 7a und 9a integriert werden. Vor und nach der Schaltung, d.h. vor Phase 1 und nach Phase 4, kann das übertragbare Moment der übertragenen Kupplung 20% über dem übertragenen Moment gehalten werden.

Dabei ergeben sich folgende Fahrzeugdaten beispielhaft:

J_e	:	0,25 kg·m ²
J_v	:	70 kg·m ²
T_r	:	-5 Nm - 10 Nmh/km
Radradius	:	0,3 m
Übersetzung Gang 1 :	14	
Übersetzung Gang 2 :	10	

Bei der vorgeschlagenen Simulation kann davon ausgegangen werden, dass das Motormoment instantan und exakt eingestellt werden kann. Mögliche Abweichungen von diesem Verhalten können einfach quantifizierbar sein (z.B. Totzeitglied und/oder PT1-Verhalten).

In Figur 4 ist der zeitliche Verlauf verschiedener Größen während eines Übersetzungswechsels von Gang 1 zu Gang 2 nach der vorgenannten Strategie dargestellt. Dabei ist in dem oberen Diagramm die Drehzahl der Getriebeeingangswelle 1, die Drehzahl der Getriebeeingangswelle 2, jeweils als durchgezogene Linie angedeutet, und die Motordrehzahl durch einen x-Verlauf dargestellt. Dem stufenförmigen Verlauf ist zu entnehmen, welche Kupplung schlupft. In dem mittleren Diagramm ist das übertragbare Moment der Kupplung 1 und das übertragbare Moment der Kupplung 2 jeweils durch durchgezogene Linien angedeutet, sowie das vom Fahrer erwünschte Motormoment durch kreuzförmige Marker gekennzeichnet. Der stufenförmige Verlauf zeigt die Nummer der Steuerphase an. In dem unteren Diagramm ist die Fahrzeuggeschwindigkeit und die Fahrzeugbeschleunigung über die Zeit dargestellt.

Besonders zu beachten ist das Beschleunigungssignal im unteren Diagramm. Während des Überblendens der Kupplungen in der Phase 3 verläuft die Beschleunigung linear und ohne Ruck. Der kleine vom Fahrer wahrscheinlich kaum wahrnehmende Ruck nach der Phase 4 entsteht, weil die Synchronisation in der Phase 4 nicht vollständig durchgeführt worden ist. Mit dieser Abweichung von der

idealen Strategie, welche in der Simulation künstlich dargestellt wurde, ist auch bei dem Fahrzeug zu rechnen.

In Figur 5 ist der zeitliche Verlauf der selben Größen wie in Figur 4 über die Zeit dargestellt, wobei auch hier eine 1-2-Schaltung ohne die Phasen 1 und 2 verwendet wird. In dem oberen Diagramm ist die Drehzahl der Getriebeeingangswelle 1 und die Drehzahl der Getriebeeingangswelle 2 jeweils mit durchgezogener Linie dargestellt sowie die Motordrehzahl, welche mit kreuzförmigen Markern gekennzeichnet ist. Der stufenförmige Verlauf zeigt, welche Kupplung schlupft. In dem mittleren Diagramm ist das übertragbare Moment der Kupplung 1 und das übertragbare Moment der Kupplung 2 jeweils mit durchgezogener Linie angedeutet, wobei zusätzlich das vom Fahrer erwünschte Motormoment mit kreuzförmigen Markern gekennzeichnet ist. Ferner ist das aktuelle Motormoment durch den stufenförmigen Verlauf angedeutet. Eine weitere stufenförmige Darstellung zeigt die Nummer der Steuerphasen an. In dem unteren Diagramm ist die Fahrzeuggeschwindigkeit und die Fahrzeugbeschleunigung jeweils mit einer durchgezogenen Linie angedeutet. Deutlich zu erkennen ist dabei, die Unstetigkeit des Beschleunigungsverlaufs bei etwa 3,75 sec. Dieser Ruck ist am Ende der Phase 3, also dem Überblenden der Kupplungen, vorgesehen.

Der Fall einer Rückschaltung vom 2. Gang in den 1. Gang ist in der Figur 6 veranschaulicht. In Figur 6 wird der Verlauf von mehreren Größen während einer 2-1-Schaltung dargestellt. In dem oberen Diagramm ist die Drehzahl der Getriebeeingangswelle 1 und die Drehzahl der Getriebeeingangswelle 2 mittels durchgezogener Linie dargestellt. Die Motordrehzahl ist durch kreuzförmige Marker gekennzeichnet. Dem stufenförmigem Verlauf ist zu entnehmen, welche Kupplung schlupft. In dem mittleren Diagramm ist das übertragbare Moment der Kupplung 1 und das übertragbare Moment der Kupplung 2 jeweils mittels durchgezogener Linie dargestellt. Das von dem Fahrer erwünschte Motormoment ist wiederum durch kreuzförmige Marker angedeutet, wobei das aktuelle Motormoment ebenfalls einen stufenförmigen Verlauf aufweist. Des Weiteren ist durch einen Verlauf die Nummer der Steuerphase angegeben. In dem unteren Diagramm wird die Fahrzeuggeschwindigkeit und die Fahrzeugbeschleunigung jeweils durch eine durchgezogene Linie gekennzeichnet.

Die Phase 2 dauert etwas länger als bei der Hochschaltung, da die Motordrehzahl auf die Drehzahl der Welle von der Kupplung 2 gebracht werden soll. Falls dies nicht ganz gelingt entsteht in der Phase 3 ein kleiner Ruck, der im Beschleunigungssignal sichtbar ist. Die Phase 4 wird nicht ausgeführt, da in der Phase 3 schon die Gleichheit von ω_e und ω_2 erreicht worden ist.

Insgesamt kann somit eine Steuerstrategie für das Überblenden von einer Getriebewelle auf die andere Getriebewelle in einem Doppelkupplungsgetriebe angegeben werden. Die Steuerstrategie ist so ausgelegt, dass der Wechsel nicht nur ohne Zugkraftminderung vollzogen wird, sondern – sofern Motormoment und Kupplungsmoment hinreichend genau steuerbar sind – auch ohne spürbaren Ruck.

Falls die genaue Steuerbarkeit der Momente nicht gewährleistet wird, kann die Strategie zur Vorsteuerung benutzt werden, der eine Regelung der Kupplungsmomente überlagert wird. Insgesamt können mit der angegebenen Strategie Schaltungen in Doppelkupplungsgetrieben mit einem Minimum an Komforteinbußen ausgeführt werden und somit die Qualität eines konventionellen Stufenautomaten überboten werden.

Eine Weiterbildung der vorliegenden Erfindung kann vorsehen, dass eine Synchronisation der Motordrehzahl nach dem Hochschalten durchgeführt wird. Bei einer Hochschaltung dreht am Ende der Momentenübergabe (Phase 3) der Motor höher als die übertragende Getriebeeingangsquelle. Dieser Schlupf lässt sich durch eine Reduzierung des Motormoments T_e abbauen. Es ist denkbar, dass z.B. T_e auf 20 Nm herabgesenkt wird. Das Motormoment kann dem angeforderten Moment typischer Weise nach einer Totzeit von ungefähr 100 ms folgen. Die Momentenvorgabe für die Synchronisation sollte also nicht erst dann beendet werden, wenn der Schlupf komplett abgebaut ist, sondern vorzugsweise schon früher. Dazu kann es notwendig sein, dass die verbleibende Zeitdauer des Schlupfabbaus abgeschätzt wird. Dabei ist zu bedenken, dass die Kupplung 1 vollständig geöffnet ist und das die Winkelgeschwindigkeit ω_2 der Getriebeeingangsquelle das i_2 -fache von ω_1 ist. Auf diese Weise kann die unter 9a angegebene Gleichung erheblich vereinfacht werden und es folgt folgende Gleichung:

$$\begin{aligned} J_e \dot{\omega}_e &= T_e - T_{cl2} \\ J_v \frac{\dot{\omega}_2}{i_2} &= T_r + i_2 \cdot T_{cl2} \end{aligned} \quad (15a)$$

Über einen Zeitbereich τ der derart kurz gewählt wird, dass sich T_e , T_r und T_{cl2} praktisch nicht ändern lässt sich die Gleichung 15a einfach integrieren und es folgt:

$$\begin{aligned} \omega_e &= \omega_e(0) + \frac{T_e - T_{cl2}}{J_e} \cdot \tau \\ \omega_2 &= \omega_2(0) + \frac{i_2 \cdot (T_r + i_2 \cdot T_{cl2})}{J_v} \cdot \tau \end{aligned} \quad (16a)$$

Am Ende der Synchronisation gilt etwa $\omega_e = \omega_2$. Durch das Gleichsetzen der rechten Seiten des mit den Gleichungen 16a angegebenen System und anschließender Auflösung nach τ , lässt sich die Restdauer der Synchronisationsphase abschätzen und es folgt:

$$\tau = \frac{J_e \cdot J_v \cdot \Delta\omega}{i_2 \cdot J_e \cdot (T_r + i_2 \cdot T_{cl2}) - J_v \cdot (T_e - T_{cl2})} \quad (17a)$$

wobei die aktuelle Drehzahldifferenz $\omega(0) - \omega_2(0)$ durch $\Delta\omega$ abgekürzt wird. Während der Synchronisationsphase kann aus der Gleichung 17a fortlaufend vom Steuercode ausgewertet werden, sobald τ unter die Totzeit des Motors sinkt, sollte die angeforderte Momentenreduzierung aufgehoben und dem Fahrerwunschmodoment wieder in den Vordergrund gestellt werden. Bei Rückschaltungen kann vor dem Überblenden beispielsweise synchronisiert werden. Dazu kann das Motormoment erhöht statt abgesenkt werden. Die Gleichung 17a kann jedoch auch in diesem Fall zur Abschätzung der Synchronisationsdauer herangezogen werden.

Im Rahmen einer vorteilhaften Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung können vier verschiedene Schalttypen definiert werden, nämlich Zug-Hochschaltung, Schub-Hochschaltung, Zug-Rückschaltung und Schub-Rückschaltung. Dabei lassen sich die beschriebenen Komfortmängel durch die folgende Überblend-Strategie beheben, wobei die Anfangsgang-Drehzahl als Drehzahl der Getriebeeingangsquelle des Anfangsganges (Anfangsgang ist eingelegt) und die Zielgang-Drehzahl als Drehzahl der Getriebeeingangsquelle des Zielganges (Zielgang ist eingelegt) definiert ist.

Diese weitere Steuerungsstrategie umfasst vorzugsweise sechs nachfolgend beschriebene Phasen, welche möglicherweise auch mit den bereits angegebenen Phasen vorgenannter Strategien übereinstimmen und/oder auch geeignet mit diesen kombiniert werden können.

Bei der Phase 1 liegt der Zustand Haften zum Schlupfen vor. Durch lineares Herunterfahren des Kupplungsmomentes der übertragenen Kupplung kann diese in den Schlupf gebracht werden. Am Ende der Phase 1, also unmittelbar vor Beginn der Phase 2, wird entschieden, ob sich der Antriebsstrang im Zug- oder Schubzustand befindet. Wenn der Schlupf an der übertragenen Kupplung positiv ist (Motordrehzahl > Drehzahl der Eingangswelle), kann daraus geschlossen werden, dass ein Zugzustand vorliegt. Bei einem negativen Schlupf (Motordrehzahl < Drehzahl der Eingangswelle) liegt ein Schubzustand vor. Sobald die Kupplung schlüpft wird zur Phase 2 übergegangen.

Bei der Phase 2 wird eine sogenannte Schlupfreserve aufgebaut. Dazu kann das Moment der übertragenden Kupplung konstant (oder auf Schlupfgrenze) gehalten werden. Durch geeignete Erhöhung bzw. Senkung des Motormomentes bezüglich des Fahrerwunschkmomentes wird die Motordrehzahl auf Solldrehzahl gebracht. Falls das Motormoment unzureichend ist, um die Solldrehzahl binnen akzeptabler Zeit zu erreichen, kann beispielsweise zusätzlich das Moment der übertragenden Kupplung reduziert werden. Dabei ist die Solldrehzahl bei Zugschaltung das Maximum der Anfangsgang-Drehzahl und der Zielgang-Drehzahl plus eine Schlupfreserve. Bei Schubschaltungen ist die Solldrehzahl definiert durch das Minimum der Anfangsgang-Drehzahl und der Zielgang-Drehzahl reduziert um die Schlupfreserve.

Bei der Phase 3 wird das Überblenden vorgesehen. Das Moment der übertragenen Kupplung kann vorzugsweise mit einer konstanten Rampe z.B. linear auf den Wert 0 reduziert werden, während gleichzeitig das Moment der Kupplung des Zielganges auf die Schlupfgrenze gefahren wird.

Bei der hier vorgeschlagenen Steuerstrategie wird die Phase 4 nicht weiter berücksichtigt, jedoch wird sie hier erwähnt, weil sie ein Teil der gesamten Doppelkupplungsstrategie ist.

Die Phase 5 wird als Motorsynchronisierung bezeichnet. Durch geeignete Erhöhung bzw. Absenkung des Motormomentes bezüglich des Fahrerwunschkromentes kann die Motordrehzahl auf eine gewünschte Solldrehzahl gebracht werden. Falls das Motormoment unzureichend groß bzw. klein ist, um die Solldrehzahl binnen akzeptabler Zeit zu erreichen, kann z.B. zusätzlich das Moment der Kupplung des Zielganges erhöht werden. Dabei kann sich die Solldrehzahl bei Zugschaltungen durch die Drehzahl der Getriebeeingangswelle und die hinzu addierte Schlupfreserve ergeben und bei Schubschaltungen ist die Solldrehzahl die Drehzahl der Getriebeeingangswelle des Zielganges vermindert um eine Schlupfreserve.

Die Phase 6 wird mit dem Zustand Schlupfen zum Halten beschrieben. Durch geeignete Erhöhung bzw. Absenkung des Motormomentes bezüglich des Fahrerwunschkromentes und/oder durch Schließen der Kupplung des Zielganges, wird die Motordrehzahl auf die Drehzahl der Kupplung des Zielganges gebracht, bis die Kupplung des Zielganges zum Haften übergeht. Der Schlupf-Haftübergang soll mit einer Verschleifung durchgeführt werden, um einen sanften Übergang zu erreichen und auf diese Weise Ruckbewegungen zu vermeiden.

In Figur 7 ist die vorgeschlagene Steuerstrategie anhand von verschiedenen Schalttypen, nämlich der Zug-Hochschaltung, der Schub-Hochschaltung, der Zug-Rückschaltung und der Schub-Rückschaltung, verdeutlicht. Für jeden Schalttyp sind jeweils in einer Spalte ein oberes Diagramm ein mittleres Diagramm und ein unteres Diagramm dargestellt.

In den Diagrammen ist der Verlauf verschiedener Größen während der jeweiligen Schaltung über die Zeit bzw. über die Schaltphasen dargestellt. In den oberen Diagrammen ist die Drehzahl der Getriebeeingangswelle mit A, die Drehzahl der Getriebeeingangsquelle mit B und die Motordrehzahl mit C gekennzeichnet. In den mittleren Diagrammen ist jeweils das aktuelle Motormoment mit durchgezogener Linie und das Fahrerwunschkmoment mit gestrichelter Linie angedeutet. In den

unteren Diagrammen sind die von den Kupplungen übertragenen Momente der Kupplung A und der Kupplung B angegeben.

Insgesamt ist die Kenntnis der Schlupfgrenzen bei der Kupplung entscheidend. In der Phase 2 sollte das Moment der noch übertragenden Kupplung bei der Schlupfgrenze gehalten werden. In der Phase 3 wird das Moment der Kupplung des Zielganges auf die zu erwartende Schlupfgrenze gefahren und in der Phase 5 wird es auf der Schlupfgrenze gehalten. Diese Zusammenhänge werden insbesondere aus der Figur 7 deutlich.

Auch bei dieser vorgestellten Steuerstrategie kann nach einem einfachen Modell des Antriebsstranges, welches sich aus Figur 8 ergibt, die Schlupfgrenzen der Kupplungen mit der folgenden Formel berechnen:

$$T_{clA}^{slip} = \left| T_{eng} - J_{eng} \frac{T_{vehicle} + \frac{T_{vehicle}}{i_A} - \left| \frac{i_B}{i_A} - 1 \right| \cdot T_{clB}}{J_{eng} + \frac{J_{vehicle}}{i_A^2}} - sign\left(1 - \frac{i_B}{i_A}\right) \cdot T_{clB} \right| \quad (1b)$$

Die obige Formel 1b setzt voraus, dass die Schlupfgrenze der Kupplung A berechnet wird und das die Kupplung B schlüpft oder offen ist. Zur Auswertung dieser Formel ist die Kenntnis des Fahrtwiderstandes $T_{vehicle}$ erforderlich. Dieser kann vorzugsweise auf zwei Arten bestimmt werden:

1. wenn die Kupplung A haftet und die Kupplung B schlüpft nach folgender Gleichung:

$$T_{vehicle} = i_A \cdot \left[\dot{\omega}_{eng} \left(J_{eng} + \frac{J_{vehicle}}{i_A^2} \right) - T_{eng} + \left| \frac{i_B}{i_A} - 1 \right| \cdot T_{clB} \right] \quad (2b)$$

2. Wenn bei gerade schlupfender Kupplung A (Kupplung B ist offen) kann dieser durch Auflösen der oben angegebenen Gleichung 1b nach T_r ermittelt werden:

$$T_{\text{vehicle}} = \frac{1}{i_A \cdot J_{\text{eng}}} \cdot (J_{\text{vehicle}} \cdot T_{\text{eng}} - \text{sign}\{\omega_{\text{eng}} - i_A \cdot \omega_{\text{vehicle}}\} \cdot \{i_A^2 \cdot J_{\text{eng}} + J_{\text{vehicle}}\} \cdot T_{\text{clA}}) \quad (3b)$$

wobei ω_{eng} die Motorgeschwindigkeit, ω_{vehicle} die Fahrzeuggeschwindigkeit und $\dot{\omega}_{\text{eng}}$ die Motorbeschleunigung ist.

Es hat sich gezeigt, dass es von Vorteil ist T_{vehicle} nach der Formel 3b zu berechnen, da die Motorbeschleunigung $\dot{\omega}_{\text{eng}}$ starken Schwankungen unterworfen ist. Zusätzlich sind die anschließenden Berechnungen der Schlupfgrenzen der Kupplung konsistent mit der Berechnung von T_{vehicle} , da sie auf derselben Gleichung basieren. Besonders vorteilhaft ist bei der vorgeschlagenen Steuerstrategie, dass eine Absenkung bzw. Erhöhung der Fahrzeugbeschleunigung unter bzw. über die Beschleunigung im Zielgang vermieden wird. Somit kann auch eine Komfortbeeinträchtigung nahezu verhindert werden.

In Figur 9 ist ein entsprechendes Flussdiagramm der vorgeschlagenen Schaltstrategie bei Doppelkupplungsgetrieben gezeigt.

Nachfolgend wird eine weitere mögliche Ausgestaltung der hier vorgestellten Erfindung beschrieben, bei der eine mögliche Strategie zur Ansteuerung der Kupplungen in einem Doppelkupplungsgetriebe während einer Schaltung zwischen zwei Gängen an derselben Eingangsquelle vorgeschlagen wird.

Es konnte festgestellt werden, dass bei einem Doppelkupplungsgetriebe ohne Unterbrechung der Zugkraft geschaltet werden kann, solange der Zielgang und der aktuelle Gang mit verschiedenen Eingangswellen in Eingriff steht. Eine Doppelkupplungssteuerstrategie ist insbesondere für den Fall erforderlich, wenn beim Schalten ein Gang oder mehrere Gänge übersprungen werden sollen, so dass der Zielgang und der Anfangsgang auf derselben Eingangsquelle liegen, d.h. dass der Zielgang nicht der nächst höhere oder niedrigere Gang ist. Diese Schaltung kann nicht direkt durch eine normale Doppelkupplungsschaltung durchgeführt werden, weil kein Wechsel der übertragenen Eingangsquelle bei dieser Schaltweise erforderlich ist.

Demzufolge liegt eine Aufgabe darin, eine geeignete Doppelkupplungssteuerstrategie für diesen vorgenannten Fall zu entwickeln, bei einer möglichst komfortable Schaltung ermöglicht wird.

Um diese Schaltung durchzuführen, kann beispielsweise vorgesehen sein, dass vorzugsweise ein Zwischengang verwendet wird, der insbesondere auf der anderen Getriebeeingangswelle liegt. Dieser Zwischengang kann dann ein Moment auf den Abtrieb übertragen, während auf der anderen Getriebeeingangswelle der Anfangsgang in den Zielgang geschaltet wird. Auf diese Weise wird die Schaltung ohne Unterbrechung der Zugkraft durchgeführt.

Bei einem Doppelkupplungsgetriebe können insbesondere vier verschiedene Schalttypen, wie bereits erwähnt, definiert werden, nämlich Zug-Hochschaltungen, Schub-Hochschaltungen, Zug-Rückschaltungen und Schub-Rückschaltungen. Eine Schaltung, bei der der Zielgang und der Anfangsgang auf derselben Eingangswelle liegt, lässt sich durch die Verwendung eines Zwischenganges durch nachfolgende Überblend-Strategie definieren, welche insbesondere in den Figuren 10 bis 13 angedeutet ist.

Der Zielgang kann beispielsweise der Eingangswelle B zugeordnet sein, wobei dann statt direkt in den Zielgang zu schalten ein Gang der Eingangswelle A als Zwischengang verwendet wird. Die Übersetzungsstufe des Zwischenganges kann größer oder kleiner als die Übersetzungsstufe des Anfangsganges sein und auch größer oder kleiner als die Übersetzungsstufe des Zielganges. Hinsichtlich der Definitionen der Begriffe Anfangs-Drehzahl und Zielgang-Drehzahl wird auf die vorbeschriebenen Definitionen verwiesen.

Hinzu kommt die Definition des Begriffes Zwischengang-Drehzahl. Diese wird definiert als Drehzahl der Getriebeeingangswelle des Zwischenganges, wenn der Zwischengang eingelegt ist.

Bei der vorgeschlagenen Doppelkupplungssteuerstrategie sind vorzugsweise 6 Phasen vorgesehen, wobei jedoch auch Phasen weggelassen bzw. hinzugefügt

werden können. Es ist auch möglich, dass diese Phasen insbesondere mit anderen bereits genannten Phasen beliebig kombiniert werden.

Die Phase 1 und die Phase 2 entsprechen jeweils der Phase 1 und 2 der vorgenannten Doppelkupplungssteuerstrategie, wobei jedoch bei der Phase 2 ein Unterschied vorgesehen ist, nämlich dass die jetzt beschriebene Phase 2 zweimal durchgeführt wird, nämlich zuerst bei der Schaltung vom Anfangsgang in den Zwischengang und danach bei der Schaltung vom Zwischengang in den Zielgang.

Die Solldrehzahl kann bei dieser Doppelkupplungssteuerstrategie wie folgt definiert werden:

- Bei Zugbelastung wird in den Zwischengang geschaltet, wobei die Solldrehzahl das Maximum der Anfangsgang-Drehzahl und der Zwischengang-Drehzahl plus der Schlupfreserve ist.
- Bei Zugbeanspruchung wird in den Zielgang geschaltet, wobei die Solldrehzahl das Maximum der Zwischengang-Drehzahl und der Zielgang-Drehzahl plus der Schlupfreserve ist.
- Bei Schubbeanspruchung wird in den Zwischengang geschaltet, wobei die Solldrehzahl das Minimum der Anfangsgang-Drehzahl und der Zwischengang-Drehzahl vermindert um die Schlupfreserve ist.
- Bei Schubbeanspruchungen wird in den Zielgang geschaltet, wobei die Solldrehzahl das Minimum der Zwischengang-Drehzahl und der Zielgang-Drehzahl vermindert um die Schlupfreserve ist.

Bei der Phase 3 liegt der Zustand „Überblenden“ vor. Das Moment der übertragenden Kupplung kann vorzugsweise mit einer konstanten Rampe beispielsweise linear auf den Wert 0 reduziert werden, während gleichzeitig das Moment der Kupplung der anderen Eingangswelle auf die Schlupfgrenze gefahren wird. Diese Phase kann bei der hier vorgestellten Doppelkupplungsgetriebesteuerstrategie vorzugsweise zweimal durchgeführt werden. Zuerst bei der Schaltung vom Anfangsgang in den Zwischengang und danach bei der Schaltung vom Zwischengang in den Zielgang.

Bei der 4. Phase liegt der Zustand „Gangwechsel“ vor. Der Anfangsgang kann herausgenommen werden und der Zielgang eingelegt werden.

Die Phase 5 ist identisch mit der Phase 5 der vorher beschriebenen Doppelkupplungsgetriebebesteuerstrategie, wobei ein Unterschied bei der Definition der Solldrehzahl liegt. Bei der vorliegenden Doppelkupplungsgetriebebesteuerstrategie wird die Solldrehzahl wie folgt definiert:

- Bei Zug-Schaltungen ist diese die Summe aus Zielgang-Drehzahl und Schlupfreserve.
- Bei Schubsschaltungen ist die Solldrehzahl die Differenz aus der Zielgang-Drehzahl und der Schlupfreserve.

Die Phase 6 ist identisch mit der Phase 6 der vorher beschriebenen Doppelkupplungsgetriebebesteuerstrategie. Deshalb wird hier auf eine erneute Beschreibung verzichtet.

Ein Flussdiagramm der hier vorgestellten Strategie zur Steuerung der Kupplungen in einem Doppelkupplungsgetriebe wird in Figur 14 schematisch dargestellt. Die vorgestellte Strategie findet vorzugsweise Verwendung, während einer Schaltung zwischen zwei Gängen an derselben Eingangswelle.

In den Figuren 10 bis 13 sind jeweils 12 Diagramme in drei Spalten dargestellt, wobei in jeder Spalte die Diagramme für einen anderen Schaltvorgang angedeutet sind. In der ersten Reihe bzw. Zeile ist die Motordrehzahl mit der durchgezogenen Linie I, die Drehzahl der Getriebeeingangsquelle A mit der durchgezogenen Linie II und die Drehzahl der Getriebeeingangsquelle B mit gestrichelter Linie für unterschiedliche Gänge über die Zeit dargestellt. In der mittleren oberen Zeile ist das aktuelle Motormoment mit durchgezogener Linie und das Fahrerwunschmodment mit gestrichelter Linie über die Zeit dargestellt. In der mittleren unteren Zeile ist das von der Kupplung A übertragene Moment mit einer durchgezogenen Linie und das von der Kupplung B übertragene Moment mit einer gestrichelten Linie über die Zeit dargestellt. In der unteren Zeile sind die eingelegten Gänge der Eingangswelle über die Zeit bzw. die Schaltphasen dargestellt, wobei die durchgezogene Linie die eingelegten Gänge der Eingangswelle A und die gestrichelte Linie die eingelegten

Gänge der Eingangswelle B kennzeichnet. Diese vorgenannten Bezeichnungen gelten für sämtliche Figuren 10 bis 13.

In Figur 10 sind die vorgenannten Größen während einer Zug-Hochschaltung über die Zeit dargestellt. Die linke Spalte der Figur 10 zeigt die Diagramme, welche bei einer 2-(1)-4 Zug-Hochschaltung sich ergeben. Dabei ist die Übersetzungsstufe des Zwischenganges größer als die Übersetzungsstufe des Anfangsganges. Die mittlere Spalte in Figur 10 zeigt eine 2-(3)-4 Zug-Hochschaltung, wobei die Übersetzungsstufe des Zwischenganges zwischen der Übersetzungsstufe des Anfangsganges und des Zielganges liegt. Die rechte Spalte in Figur 10 zeigt eine 2-(5)-4 Zug-Hochschaltung, wobei die Übersetzungsstufe des Zwischenganges kleiner ist als die Übersetzungsstufe des Zielganges.

In Figur 11 ist ein möglicher Verlauf der genannten Größen während einer Schub-Hochschaltung dargestellt. In der linken Spalte der Figur 11 ist eine 2-(1)-4 Schub-Hochschaltung gezeigt, bei der die Übersetzungsstufe des Zwischenganges größer ist als die Übersetzungsstufe des Anfangsganges.

In der mittleren Spalte der Figur 11 ist eine 2-(3)-4 Schub-Hochschaltung gezeigt, bei der die Übersetzungsstufe des Zwischenganges zwischen der Übersetzungsstufe des Anfangsganges und des Zielganges liegt. Die rechte Spalte der Figur 11 zeigt eine 2-(5)-4 Schub-Hochschaltung, bei der die Übersetzungsstufe des Zwischenganges kleiner ist als die Übersetzungsstufe des Zielganges.

In Figur 12 sind mögliche Verläufe der vorgenannten Größen während einer Zug-Rückschaltung dargestellt. In der linken Spalte ist eine 4-(1)-2 Zug-Rückschaltung gezeigt, wobei die Übersetzungsstufe des Zwischenganges größer ist als die Übersetzungsstufe des Zielganges. In der mittleren Spalte ist eine 4-(3)-2 Zug-Rückschaltung angedeutet, wobei diese Übersetzungsstufe des Zwischenganges zwischen der Übersetzungsstufe des Anfangsganges und des Zielganges liegt. Die rechte Spalte zeigt eine 4-(5)-2 Zug-Rückschaltung, wobei die Übersetzungsstufe des Zwischenganges kleiner ist als die Übersetzungsstufe des Anfangsganges.

In Figur 13 sind mögliche Verläufe der genannten Größen während einer Schub-Rückschaltung gezeigt. Die linke Spalte der Figur 13 zeigt eine 4-(1)-2 Schub-Rückschaltung, wobei die Übersetzungsstufe des Zwischenganges größer als die Übersetzungsstufe des Zielganges ist. In der mittleren Spalte ist eine 4-(3)-2 Schub-Rückschaltung gezeigt, wobei die Übersetzungsstufe des Zwischenganges zwischen der Übersetzungsstufe des Anfangsganges und des Zielganges liegt. Die rechte Spalte der Figur 13 zeigt eine 4-(5)-2 Schub-Rückschaltung, wobei die Übersetzungsstufe des Zwischenganges kleiner ist als die Übersetzungsstufe des Anfangsganges.

Auch bei dieser Steuerstrategie für das Doppelkupplungsgetriebe kann ein Modell erstellt werden, wie bereits in Figur 8 dargestellt. Die auf Figur 8 bezogenen Formeln können auch bei dieser Strategie Anwendung finden. Besonders vorteilhaft ist bei dieser Steuerstrategie, dass eine Unterbrechung der Zugkraft während der Schaltung vermieden wird. Somit werden nachteilige Komfortbeeinträchtigungen verhindert.

Nachfolgend wird eine weitere Ausgestaltung der hier vorgestellten Erfindung beschrieben, bei der eine weitere Steuerstrategie für ein Doppelkupplungsgetriebe vorgeschlagen wird.

Es soll eine möglichst einfache und genaue Methode zur Bestimmung des externen Fahrzeugmomentes bei dem Doppelkupplungsgetriebe angegeben werden.

Zur Umsetzung dieser Strategie ist insbesondere die Bestimmung des externen Fahrzeugmoments $T_{vehicle}$ im Doppelkupplungsgetriebe erforderlich. Insbesondere ist die Bestimmung der Summe der externen Momente, welche das Fahrzeug beeinflussen, wie z.B. der Luftwiderstand, der Reibungswiderstand zwischen der Straße und den Rädern, die Steigung der Straße (Schwerkraft des Fahrzeugs während einer Bergan-/Bergabfahrt) und/oder die Betätigung der Fahrzeugbremse, erforderlich.

Dazu kann ein vereinfachtes Modell des Doppelkupplungsgetriebes verwendet werden, welches bereits in Figur 8 dargestellt ist.

Es hat sich gezeigt, dass zumindest drei Methoden zur Bestimmung des Fahrzeugmomentes möglich sind.

1. Kupplung A haftet und die Kupplung B ist offen oder schlupft. Daraus ergibt sich folgende Gleichung für das externe Fahrzeugmoment $T_{vehicle}$:

$$T_{vehicle} = i_A \cdot \left[\dot{\omega}_{eng} \left(J_{eng} + \frac{J_{vehicle}}{i_A^2} \right) - T_{eng} + \left| \frac{i_B}{i_A} - 1 \right| \cdot T_{clB} \right] \quad (1c)$$

2. Bei dieser Methode haftet die Kupplung A und die Kupplung B ist vorzugsweise offen. Durch lineares Herunterfahren des Kupplungsmomentes der übertragenden Kupplung A wird diese in den Schlupf gebracht. Insbesondere nach dem Haft-Schlupf-Übergang der Kupplung A kann das externe Fahrzeugmoment bestimmt werden. Es ist auch möglich, dass das externe Fahrzeugmoment nach einem Schlupf-Haft-Übergang bestimmt wird. Bei dieser zweiten Methode ergibt sich das externe Fahrzeugmoment nach folgender Gleichung:

$$T_{vehicle} = \frac{1}{i_A \cdot J_{eng}} \cdot (J_{vehicle} \cdot T_{eng} - sign\{\omega_{eng} - i_A \cdot \omega_{vehicle}\} \cdot \{i_A^2 \cdot J_{eng} + J_{vehicle}\} \cdot T_{clA}) \quad (2c)$$

3. Bei der dritten Methode haftet keine der Kupplungen und das externe Fahrzeugmoment ergibt sich durch folgende Gleichung:

$$T_{vehicle} = \dot{\omega}_{vehicle} \cdot J_{vehicle} - sign(\omega_{eng} - i_A \cdot \omega_{vehicle}) \cdot i_A \cdot T_{clA} - sign(\omega_{eng} - i_B \cdot \omega_{vehicle}) \cdot i_B \cdot T_{clB} \quad (3c)$$

Bei den vorgenannten Gleichungen ist ω_{eng} die Motorgeschwindigkeit, $\omega_{vehicle}$ die Fahrzeuggeschwindigkeit, $\dot{\omega}_{eng}$ die Motorbeschleunigung, $\dot{\omega}_{vehicle}$ die Fahrzeugbeschleunigung, T_{eng} das Motormoment, J_{eng} das Trägheitsmoment des Motors, i_A die Gesamtübersetzung des Ganges der ersten Eingangswelle, i_B die Gesamtübersetzung des Ganges der zweiten Eingangswelle, T_{clA} das übertragene

Kupplungsmoment der ersten Kupplung und T_{cIB} das übertragene Kupplungsmoment der zweiten Kupplung.

In Figur 15 ist ein Flussdiagramm der Abschätzung des externen Fahrzeugmomentes dargestellt. Es hat sich gezeigt, dass es von Vorteil ist, wenn das externe Fahrzeugmoment $T_{vehicle}$ nach der zweiten vorgestellten Methode bestimmt wird, da die Motorbeschleunigung $\dot{\omega}_{eng}$ und die Fahrzeugbeschleunigung $\ddot{\omega}_{vehicle}$ starken Schwankungen unterworfen sind. Zusätzlich sind die anschließenden Berechnungen der Schlupfgrenzen der Kupplungen dann konsistent mit der Berechnung des externen Fahrzeugmoments $T_{vehicle}$, da diese auf einer Gleichung basieren.

Bei der hier vorgestellten Strategie zur Schätzung des externen Fahrzeugmomentes in einem Doppelkupplungsgetriebe ist insbesondere von Vorteil, dass die Berechnungen der Schlupfgrenzen der Kupplungen möglich sind und damit ist die Implementierung einer Kupplungssteuerungsstrategie m auf einfachste Weise möglich.

Ferner wird eine weitere mögliche Ausgestaltung der hier vorgestellten Erfindung beschrieben. Im Rahmen dieser Ausgestaltung wird ein Verfahren vorgeschlagen, mit dem die Bestimmung des Kraftflusses in einem Getriebe, insbesondere in einem Doppelkupplungsgetriebe möglich ist, um vorzugsweise die Umsetzung der vorgenannten Doppelkupplungssteuerstrategien zu verbessern.

Mit dem erfindungsgemäßen Verfahren wird eine einfache und möglichst genaue Methode zur Bestimmung des Kraftflusses in dem Doppelkupplungsgetriebe vorgeschlagen, mit dem auch bestimmt werden kann, ob ein Zug- oder ein Schubzustand vorliegt.

Bevorzugt werden drei Situationen innerhalb einer Doppelkupplungsschaltung aufgezeigt, an Hand derer die Bestimmung des Kraftflusses im Triebstrang möglich ist. Die Zug-Schub-Schätzung kann vorzugsweise unmittelbar vor der Schaltung, also vor dem Anfang des Kupplungswechsels, durchgeführt werden, sodass in vorteilhafter Weise das erhaltene Ergebnis möglichst aktuell ist. Es ist auch möglich diese Schätzung zu einem anderen geeigneten Zeitpunkt durchzuführen.

Diese Bestimmung des Kraftflusses gemäß der vorliegenden Erfindung kann an Hand eines beispielhaft in Figur 8 dargestellten Modells des Doppelkupplungsgetriebes vorgesehen werden.

Nachfolgend werden drei mögliche Methoden vorgestellt, welche durch das erfindungsgemäße Verfahren realisiert werden können, wobei auch andere Methoden möglich sind:

1. Wenn eine Kupplung offen ist und die andere Kupplung schlupft oder haftet, kann durch lineares Herunterfahren des Kupplungsmomentes der übertagenden Kupplung diese auch in den Schlupf gebracht werden, falls sie sich nicht schon im Schlupf befindet. Zu Beginn der Schlupfphase der Kupplung kann entschieden werden, ob sich der Antriebsstrang unter Zugbelastung oder Schubbelastung befindet. Wenn der Schlupf an der übertagenden Kupplung positiv ist (Motorgeschwindigkeit $\omega_{eng} >$ Geschwindigkeit der aktiven Eingangswelle $\omega_{inpshaft}$), so liegt eine Zugbelastung vor. Bei einem negativen Schlupf liegt dann eine Schubbelastung vor. Demnach ergeben sich folgende Bedingungen:

Zug: $\omega_{eng} \geq \omega_{inpshaft}$ (positiver Schlupf)

Schubbelastung: $\omega_{eng} < \omega_{inpshaft}$ (negativer Schlupf)

2. Hier wird der Zustand einer haftenden Kupplung vorgesehen. Wenn das eingetragene Motormoment T_{eng} größer ist als das dynamische Motormoment $\dot{\omega}_{eng} \cdot J_{eng}$ befindet sich das Getriebe im Zugzustand, d.h., der Motor würde dann beschleunigt werden, falls die geschlossene Kupplung in diesen Moment geöffnet wird. Im umgekehrten Fall liegt ein Schubzustand vor, wenn nämlich das eingetragene Motormoment T_{eng} kleiner als das dynamische Motormoment $\dot{\omega}_{eng} \cdot J_{eng}$ ist, wobei $\dot{\omega}_{eng}$ die Motorbeschleunigung und J_{eng} das Trägheitsmoment des Motors ist. Daraus ergeben sich folgende Bedingungen:

Zugzustand: $T_{eng} \geq \dot{\omega}_{eng} \cdot J_{eng}$

Schubzustand: $T_{eng} < \dot{\omega}_{eng} \cdot J_{eng}$

3. Hier wird der Zustand betrachtet, bei dem keiner der Kupplungen haftet. Ein Zug-Zustand kann dadurch definiert werden, dass die Summe der übertragenen Momente der Kupplungen positiv ist. Das übertragene Kupplungsmoment $T_{clA/B}^{transferred}$ ist gleich dem Minimalwert aus dem eingestellten Kupplungsmoment $T_{clA/b}$ und der Schlupfgrenze der Kupplung $T_{clA/B}^{slip}$. Daraus ergeben sich folgende Bedingungen:

$$\text{Zugbelastung : } \text{sign}(\omega_{eng} - i_A \cdot \omega_{vehicle}) \cdot i_A \cdot T_{clA}^{transferred} + \text{sign}(\omega_{eng} - i_B \cdot \omega_{vehicle}) \cdot i_B \cdot T_{clB}^{transferred} \geq 0$$

$$\text{Schubbelastung : } \text{sign}(\omega_{eng} - i_A \cdot \omega_{vehicle}) \cdot i_A \cdot T_{clA}^{transferred} + \text{sign}(\omega_{eng} - i_B \cdot \omega_{vehicle}) \cdot i_B \cdot T_{clB}^{transferred} < 0$$

Dabei sind $\omega_{vehicle}$ die Fahrzeuggeschwindigkeit, i_A die Gesamtübersetzung des Ganges der ersten Eingangswelle, i_B die Gesamtübersetzung des Ganges der zweiten Eingangswelle, $T_{clA}^{transferred}$ das übertragene Kupplungsmoment der ersten Kupplung und $T_{clB}^{transferred}$ das übertragene Kupplungsmoment der zweiten Kupplung.

Die Kenntnis der Schlupfgrenzen beider Kupplungen ist entscheidend. Vorzugsweise lassen sich die Schlupfgrenzen der Kupplungen nach einem bereits bei den vorgenannten Doppelkupplungssteuerstrategien angegebenen Modell des Antriebsstranges berechnen, wobei zur Auswertung die Kenntnis des Fahrtwiderstandes $T_{vehicle}$ erforderlich ist. Dies kann auch wie bei den vorherigen Steuerstrategien zumindest auf zwei Arten bestimmt werden, nämlich Kupplung A haftet und Kupplung B schlüpft oder die Kupplung A schlüpft gerade und die Kupplung B ist offen.

Durch die aufgezeigten Methoden zur Bestimmung des Zug-/Schubzustandes, ist es in vorteilhafter Weise möglich während einer Doppelkupplungsschaltung die geeignete Schaltstrategie (Zug-Hochschaltung, Schub-Hochschaltung, Zug-Rückschaltung oder Schub-Rückschaltung) zu verwenden. Auf diese Weise werden unnötige Wechsel von dem Zugzustand zum Schubzustand oder umgekehrt und somit auch ein Durchlaufen des Getriebespiels vermieden, welches sich negativ auf das Komfortempfinden des Fahrers auswirken könnte. Somit wird die Komfortbeeinträchtigung durch die vorgestellte Doppelkupplungsstrategie minimiert.

In Figur 16 ist ein Ablaufdiagramm dargestellt, welches die erfindungsgemäße Zug-Schub-Schätzung verdeutlicht. Dabei ist ersichtlich, dass die zweite und die dritte Methode auch benutzt werden können, wenn eine Kupplung offen ist. Jedoch ist die erste Methode vorzuziehen, da sie genauer ist.

Nachfolgend wird eine weitere Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung beschrieben, welche eine Steuerstrategie für Übersetzungswechsel, insbesondere bei einem ESG-Doppelkupplungsgetriebe, vorschlägt.

Im Rahmen dieser Ausgestaltung wird eine Steuerstrategie mit dem Ziel beschrieben, eine schnelle und komfortable Schaltung durch geeignete Ansteuerung der Kupplungen, des Motormoments und des Elektromotormoments zu erreichen. Die erfindungsgemäße Strategie unterscheidet sich insbesondere von vorgenannten Strategien dadurch, dass ein Elektromotor in das Modell einbezogen wird. Ferner werden Hochschaltung und Rückschaltung in Zug-Hochschaltung und Schub-Hochschaltung separiert, d.h. vier verschiedene Schalttypen anstelle von zwei verschiedenen Typen, werden verwendet. Des weiteren wird eine aktive Steuerung des Abtriebsmomentes mit dem Elektromotor oder einer der Kupplungen ermöglicht, um das gewünschte Abtriebsmoment (Fahrerwunschfahrzeugbeschleunigung) zu erreichen.

Der Antriebsstrang ist bei dieser Schaltstrategie vereinfacht und durch folgende in Figur 17 dargestellten Elemente verdeutlicht. Das Modell besteht aus einem Verbrennungsmotor mit einem Moment, welches gleich dem Trägheitsmoment J_{eng} ist, und einem gesamten Motormoment T_{eng} . Die Eingangswelle 1 ist mit dem Motor über eine Kupplung verbunden, so dass ein maximales Moment T_{cl1} übertragen werden kann und ist mit einem ersten Gang mit einer Übersetzung i_1 mit der Ausgangswelle verbunden. Die Eingangswelle 2 ist ebenfalls mit dem Motor über eine Kupplung verbunden, so dass ein maximales Moment T_{cl2} übertragen werden kann und ist mit der Ausgangswelle über einen zweiten Gang mit der Übersetzung i_2 verbunden. Ferner ist ein Elektromotor mit einem Trägheitsmoment J_{emotor} und mit einem Motormoment T_{emotor} vorgesehen, welcher permanent mit der Eingangswelle 2 über eine Gangübersetzung i_{em} in Eingriff steht. Die Ausgangswelle bzw.

Abtriebswelle ist mit dem Motor durch ein Trägheitsmoment des Fahrzeugs $J_{vehicle}$ verbunden, welches durch einen Fahrtwiderstand $T_{vehicle}$ beeinflusst wird. Folgende Vereinfachungen sind in dem Modell vorgesehen:

- Gänge an beiden Wellen werden vorgewählt, d.h. keine Gangsynchroisation wird simuliert.
- Der Motor, der Elektromotor und die Kupplungsdynamik wird als linear angenommen und es liegt keine Totzeit vor der Rückmeldung vor. D.h. die Änderung des Moments beginnt sofort nach der Anforderung und mit einer konstanten definierten Rampe gegenüber dem angeforderten Moment. Das reale dynamische Verhalten des Motors kann einen signifikanten Effekt bei der Schaltstrategie bewirken.
- Spiel in dem Antriebsstrang ist nicht in dem Modell berücksichtigt.
- Dämpfung und Elastizität bei dem Antriebsstrang ist in dem Modell ebenso nicht berücksichtigt.

Sämtliche Kombinationen ergeben bei dem Modell realistische Resultate.

Vorzugsweise ergeben sich drei verschiedene Fälle, welche das dynamische Verhalten des ESG-Doppelkupplungsgetriebes repräsentieren:

1. Der Zustand, dass die Kupplung 1 haftet und die Kupplung 2 schlupft, wird betrachtet. Dabei wird eine Momentenbilanz durch folgende Gleichung gegeben:

$$J_{eng} \cdot \dot{\omega}_{eng} = T_{eng} - T_{cl_1}^* - sign(\omega_{eng} - i_2 \cdot \omega_{vehicle}) \cdot T_{cl_2} \quad (1d)$$

$$J_{vehicle} \cdot \dot{\omega}_{vehicle} = T_{vehicle} + i_1 \cdot T_{cl_1}^* + sign(\omega_{eng} - i_2 \cdot \omega_{vehicle}) \cdot i_2 \cdot T_{cl_2} + i_2 \cdot i_{em} \cdot (T_{emotor} - J_{emotor} \cdot \dot{\omega}_{emotor}) \quad (2d)$$

$T_{cl_1}^*$ ist das von der Kupplung 1 übertragene Drehmoment und nicht das Moment, welches die Kupplung 1 in der Lage ist zu übertragen. Da die Kupplung 2 schlupft ist T_{cl_2} das steuerbare Moment der Kupplung 2. Mit der haftenden Kupplung 1 können folgende zusätzliche Gleichungen gegeben werden:

$$\omega_{vehicle} = \frac{\omega_{eng}}{i_1} = \frac{\omega_{emotor}}{i_2 \cdot i_{em}} \quad (3d)$$

$$\dot{\omega}_{vehicle} = \frac{\dot{\omega}_{eng}}{i_1} = \frac{\dot{\omega}_{emotor}}{i_2 \cdot i_{em}} \quad (4d)$$

Durch Eliminieren von T_{cl1}^* und durch Umformen der vorgenannten Gleichungen (1d - 4d) wird folgende Gleichung gegeben:

$$\dot{\omega}_{eng} = \frac{T_{eng} + \frac{T_{vehicle}}{i_1} + \frac{i_2 \cdot i_{em} \cdot T_{emotor}}{i_1} - \left| \frac{i_2}{i_1} - 1 \right| \cdot T_{cl_2}}{J_{eng} + \frac{J_{vehicle}}{i_1^2} + \left(\frac{i_2 \cdot i_{em}}{i_1} \right)^2 \cdot J_{emotor}} \quad (5d)$$

Folglich ist die Fahrzeugbeschleunigung durch folgende Formel gegeben

$$\dot{\omega}_{vehicle} = \frac{i_1 \cdot T_{eng} + T_{vehicle} + i_2 \cdot i_{em} \cdot T_{emotor} - |i_2 - i_1| \cdot T_{cl_2}}{i_1^2 \cdot J_{eng} + J_{vehicle} + (i_2 \cdot i_{em})^2 \cdot J_{emotor}} \quad (6d)$$

Durch Einsetzen der Gleichung 5d in Gleichung 1d kann gezeigt werden, dass die Schlupfphase für Kupplung 1 durch folgende Gleichung gegeben ist

$$T_{cl_1} < \left| T_{engine} - J_{engine} \cdot \frac{T_{eng} + \frac{T_{vehicle}}{i_1} + \frac{i_2 \cdot i_{em} \cdot T_{emotor}}{i_1} - \left| \frac{i_2}{i_1} - 1 \right| \cdot T_{cl_2}}{J_{eng} + \frac{J_{vehicle}}{i_1^2} + \left(\frac{i_2 \cdot i_{em}}{i_1} \right)^2 \cdot J_{emotor}} - sign\left(1 - \frac{i_2}{i_1}\right) \cdot T_{cl_2} \right| \quad (7d)$$

2. Es wird der Zustand betrachtet, bei dem die Kupplung 2 haftet und die Kupplung 1 schlüpft. Analog zu dem vorherigen Fall können folgende Gleichungen angegeben werden:

$$\dot{\omega}_{eng} = \frac{T_{eng} + \frac{T_{vehicle}}{i_2} + i_{em} \cdot T_{emotor} - \left| \frac{i_1}{i_2} - 1 \right| \cdot T_{cl_1}}{J_{eng} + \frac{J_{vehicle}}{i_2^2} + i_{em}^2 \cdot J_{emotor}} \quad (8d)$$

$$\dot{\omega}_{vehicle} = \frac{i_2 \cdot T_{eng} + T_{vehicle} + i_2 \cdot i_{em} \cdot T_{emotor} - |i_1 - i_2| \cdot T_{cl_1}}{i_2^2 \cdot J_{eng} + J_{vehicle} + (i_2 \cdot i_{em})^2 \cdot J_{emotor}} \quad (9d)$$

Die Schlupfbedingung für die Kupplung 2 ist:

$$T_{cl_2} < \left| T_{engine} - J_{engine} \cdot \frac{T_{eng} + \frac{T_{vehicle}}{i_2} + i_{em} \cdot T_{emotor} - \left| \frac{i_1}{i_2} - 1 \right| \cdot T_{cl_1}}{J_{eng} + \frac{J_{vehicle}}{i_2^2} + i_{em}^2 \cdot J_{emotor}} - sign\left(1 - \frac{i_1}{i_2}\right) \cdot T_{cl_1} \right| \quad (10d)$$

3. Es wird der Zustand betrachtet, bei dem beide Kupplungen schlupfen. Es folgt folgende Gleichung:

$$\dot{\omega}_{eng} = \frac{T_{eng} - sign(\omega_{eng} - i_1 \cdot \omega_{vehicle}) \cdot T_{cl_1} - sign(\omega_{eng} - i_2 \cdot \omega_{vehicle}) \cdot T_{cl_2}}{J_{eng}} \quad (11d)$$

$$\dot{\omega}_{vehicle} = \frac{T_{vehicle} + i_2 \cdot i_{em} \cdot T_{emotor} + sign(\omega_{eng} - i_1 \cdot \omega_{vehicle}) \cdot i_1 \cdot T_{cl_1} + sign(\omega_{eng} - i_2 \cdot \omega_{vehicle}) \cdot i_2 \cdot T_{cl_2}}{J_{vehicle} + (i_2 \cdot i_{em})^2 \cdot J_{emotor}} \quad (12d)$$

Der Zweck dieser erfindungsgemäßen Schaltstrategie liegt darin, eine komfortable Schaltung von einer zur anderen Welle zu ermöglichen. Der Schaltkomfort wird dabei erreicht durch die gleichmäßige Fahrzeugbeschleunigung während der Schaltung. D.h. ein schlechter Schaltkomfort ist dadurch gekennzeichnet, dass signifikante und plötzliche Abweichungen von der Fahrerwunschbeschleunigung (Radmoment) vorliegen und insbesondere Peaks. Dabei ist zu beachten, dass eine Erhöhung oder eine Verminderung bei der Fahrzeugbeschleunigung keinen Einfluss in Verbindung mit dem Schalten von einer Welle zur anderen Welle haben, wenn diese Wellen unterschiedliche Gangübersetzungen haben.

Bei der vorgeschlagenen Steuerstrategie sollten nur zwei Schlupf-Haft-Übergänge vorgesehen sein. Beispielsweise kann ein Übergang vorgesehen werden, während die ausgetaktete Kupplung offen ist und ein Übergang kann vorgesehen sein, während die neue Kupplung geschlossen wird. Das Motormoment kann zum Erhöhen oder Verringern aktiv verwendet werden, um gleichmäßige Schlupf-Haft-Übergänge zu gewährleisten, so dass die Motordrehzahl gesteuert werden kann, um Schlupfen während des Schaltens zu erreichen und die Motorsynchronisation gegenüber der Drehzahl der neuen Eingangswelle zu erhöhen.

Ferner wird die Momentensteuerung bei dem Abtriebsmoment vorgesehen, um die Fahrerwunschfahrzeugbeschleunigung (Radmoment) zu erreichen. Primär kann dieses Ziel durch aktive Verwendung des E-Motormomentes während der Schaltung erreicht werden. Sekundär kann auch, wenn der E-Motor nicht verfügbar ist oder das gewünschte Moment über dem maximal erreichbaren E-Motormoment liegt, eine der Kupplungen derart angesteuert werden, um die Fahrerwunschfahrzeugbeschleunigung zu erhalten.

Die Fahrerwunschfahrzeugbeschleunigung kann durch die Beschleunigung bestimmt werden, welche erreicht wird, wenn das Fahrzeug mit der Welle 1 (Beschleunigung der Welle 1) respektive der Welle 2 (Beschleunigung der Welle 2) gefahren wird, wenn mit einer haftenden Kupplung gefahren wird, sowie wenn mit dem Fahrerwunschmotormoment und mit der komplett ausgetrennten Kupplung an der anderen Welle gefahren wird.

Die Fahrerwunschbeschleunigung wird dann beim Schalten von der alten Wellenbeschleunigung auf die neue Wellenbeschleunigung übertragen, da die Motordrehzahl gegenüber der neuen Welle synchronisiert ist. Des Weiteren kann bei der Kupplungssteuerung vorgesehen sein, dass vor dem Schalten das Moment bei der alten Kupplung bis zur Schlupfgrenze reduziert wird. Das Moment wird beim Schalten der neuen Welle durch Reduzierung des Kupplungsmomentes bei der alten Welle verändert und das Kupplungsmoment bei der neuen Welle wird erhöht. Die Schaltung ist beendet, wenn die Motordrehzahl mit der neuen Eingangswellendrehzahl synchronisiert ist, und wenn die neue Welle haftet.

Bei der hier vorgestellten Steuerstrategie werden insbesondere vier Hauptschalsituationen betrachtet:

- Zughochschaltungen, wobei eine Hochschaltung mit positiven Moment von dem Motor zum Abtriebsmoment übertragen wird. Folglich zieht der Motor das Fahrzeug (normale Art der Hochschaltung).
- Schubhochschaltung: Hochschaltung mit negativen Moment, welches von dem Motor zum Abtriebsmoment übertragen wird. Folglich schiebt der Motor

- das Fahrzeug (z.B. Hochschaltung während einer Abfahrt nach einer Beschleunigung).
- Zugrückschaltung: Rückschaltung mit positivem Moment, welches von dem Motor zum Abtrieb übertragen wird. Folglich zieht der Motor das Fahrzeug (z.B. Kick-down).
- Schubrückschaltung: Rückschaltung mit negativem Moment, welches von dem Motor zum Abtrieb übertragen wird. Folglich schiebt der Motor das Fahrzeug (normale Art von Rückschaltung).

Für die erfindungsgemäße Steuerstrategie ist es wichtig, genau zu identifizieren, ob eine Zug- oder eine Schubsituation vorliegt. Dieses sollte unbedingt vor der Schaltungsaufnahme vorgesehen werden (z.B. wenn die alte Kupplung bis zur Schlupfgrenze geöffnet wird). Dabei können verschiedene Abschätzungen verwendet werden.

Eine Möglichkeit besteht darin, die Abschätzung gemäß Gl. 13d nur durchzuführen, wenn eine Kupplung haftet. Ein Zugzustand existiert, wenn ein Überschussmoment an der Motorseite der Kupplungen vorliegt. D.h., der Motor wird beschleunigt, wenn die Kupplungen geöffnet werden. Es folgt folgende Gleichung:

$$T_{\text{engine}} \geq \dot{\omega}_{\text{engine}} \cdot J_{\text{engine}} \quad (13d)$$

Eine andere Möglichkeit kann darin bestehen, die Abschätzung gemäß Gl. 14d zu verwenden, wenn T_{vehicle} und J_{vehicle} mit bestimmter Sicherheit abgeschätzt werden können. Ein Zugzustand existiert dann, wenn das externe Moment kleiner ist als das gewünschte Moment, um die aktuelle Fahrzeugbeschleunigung zu erreichen. D.h., das Fahrzeug wird verzögert, wenn beide Kupplungen geöffnet sind. Es ergibt sich folgende Gleichung:

$$T_{\text{vehicle}} + i_2 \cdot i_{\text{em}} \cdot T_{\text{emotor}} \leq \dot{\omega}_{\text{vehicle}} \cdot (J_{\text{vehicle}} + (i_2 \cdot i_{\text{em}})^2 \cdot J_{\text{emotor}}) \quad (14d)$$

Ferner kann die Abschätzung gemäß Gl. 15d nur vorgenommen werden, wenn beide Kupplungen schlupfen. Ein Zugzustand existiert dann, wenn die Summe der übertragenen Kupplungsmomente positiv ist. Dabei ist zu beachten, dass das

übertragene Kupplungsmoment durch das Minimum von dem kontrollierbaren Einstellpunkt Kupplungsmoment und der Kupplungsschlupfgrenze bestimmt wird. Es ergibt sich folgende Gleichung:

$$\text{sign}(\omega_{\text{eng}} - i_1 \cdot \omega_{\text{vehicle}}) \cdot i_1 \cdot T_{cl_1}^{\text{transferred}} + \text{sign}(\omega_{\text{eng}} - i_2 \cdot \omega_{\text{vehicle}}) \cdot i_2 \cdot T_{cl_2}^{\text{transferred}} \geq 0 \quad (15d)$$

Es kann auch vorgesehen sein, dass während eines Schaltungsaufnahmeverfahrens die alte Kupplung nach Erreichen der Schlupfgrenze leicht geöffnet wird. In dieser Situation beginnt die Kupplung zu schlupfen. Durch das Beobachten der Richtung des Schlupfens, nämlich durch Unterschiede bei der Drehzahl an der Eingangs- und Ausgangsseite der Kupplung, kann bestimmt werden, wenn eine Zug- oder Schubsituation vorliegt. Eine Zugsituation wird durch positiven Schlupf gekennzeichnet, d.h. die Drehzahl an der Innenseite ist höher als an der Außenseite der Kupplung. Dabei ist zu beachten, dass die Kupplungs- und Motordynamik (Totzeit) einer Abfrage unterliegen kann. Die Abschätzung sollte deshalb vorzugsweise mit einer der anderen Abschätzungen kombiniert werden.

Eine andere Weiterbildung der Erfindung kann vorsehen, dass bei der Steuerstrategie die Schaltung mit Hilfe des E-Motors (ausreichend verfügbares Moment) durchgeführt wird. Dabei können zumindest drei verschiedene Situationen vorgesehen werden:

1. Es wird der Zustand betrachtet, bei dem die erste Kupplung hält und die zweite Kupplung schlüpft. Dabei ergibt sich folgende Gleichung

$$T_{\text{emotor}}^{\text{target}} = \frac{\dot{\omega}_{\text{vehicle}}^{\text{target}} \cdot (i_1^2 \cdot J_{\text{eng}} + \hat{J}_{\text{vehicle}} + (i_2 \cdot i_{\text{em}})^2 \cdot J_{\text{emotor}}) - i_1 \cdot T_{\text{eng}} - \hat{T}_{\text{vehicle}} + |i_2 - i_1| \cdot T_{cl_2}}{i_2 \cdot i_{\text{em}}} \quad (16d)$$

In dieser Gleichung ist $\dot{\omega}_{\text{vehicle}}^{\text{target}}$ eine Vorhersage der Fahrzeugbeschleunigung, welche der Fahrer wünscht. Dem E-Motor liegt dabei die Aufgabe zu Grunde, das Moment $T_{\text{emotor}}^{\text{target}}$ an dem Abtrieb vorzusehen, um die Beschleunigung zu erreichen. \hat{T}_{vehicle} ist eine Abschätzung des externen Moments T_{vehicle} , welches an dem Fahrzeug wirkt, wobei dieses bestimmt werden kann, da J_{vehicle} konstant und \hat{J}_{vehicle} bekannt ist. Damit ergibt sich folgende Gleichung:

$$\hat{T}_{vehicle} = i_1 \cdot \left(\dot{\omega}_{eng} \cdot \left(J_{eng} + \frac{\hat{J}_{vehicle}}{i_1^2} + \left(\frac{i_2 \cdot i_{em}}{i_1} \right)^2 \cdot J_{emotor} \right) - T_{eng} - \frac{i_2 \cdot i_{em}}{i_1} \cdot T_{emotor} + \left| \frac{i_2}{i_1} - 1 \right| \cdot T_{cl_2} \right) \quad (17d)$$

Wenn die Gleichung 17d in die Gleichung 16d eingesetzt wird, ergibt sich die folgende Gleichung i:

$$\Delta T_{emotor} = \frac{(\dot{\omega}_{vehicle}^{target} - \dot{\omega}_{vehicle}) \cdot (i_1^2 \cdot J_{eng} + \hat{J}_{vehicle} + (i_2 \cdot i_{em})^2 \cdot J_{emotor})}{i_2 \cdot i_{em}} \quad (18d)$$

Aus dieser Gleichung kann $T_{vehicle}$ mit der Gleichung 17d während der Schaltung abgeschätzt werden, so dass das E-Motormoment rückgekoppelt kontrolliert werden kann. Eine Vorwärtsschubstrategie schätzt $T_{vehicle}$ mit Gleichung 17d sofort vor der Schaltung ab und wird in Gleichung 16d mit dem Wert für die gesamte Schaltung verwendet, da diese eine Konstante ist. Wenn Gleichung 18d verwendet wird, kann diese um einen Integralteil erweitert werden, d.h. ein PI-Regler oder dergleichen. Eine mögliche Abschätzung für $\hat{J}_{vehicle}$ ist in der folgenden Gleichung 19d vorgesehen, wo M die Masse des Fahrzeuges mit normaler Beladung (d.h. zwei Personen) und R der dynamische Radradius ist. Daraus folgt die Gleichung:

$$\hat{J}_{vehicle} = m \cdot r^2 \quad (19d)$$

In dem folgenden Beispiel wird die Vorhersage der Fahrzeugbeschleunigung, die der Fahrer wünscht, bestimmt. Dabei wird eine Schaltung von der Welle 1 zur Welle 2 angenommen. Die geschätzte äquivalente Fahrzeugbeschleunigung an der Welle 1 wird mit folgender Gleichung unter Annahme $T_{cl_2} = 0$ berechnet

$$\hat{\omega}_{vehicle}^{shaft1} = \frac{i_1 \cdot T_{eng} + \hat{T}_{vehicle} + i_2 \cdot i_{em} \cdot T_{emotor}}{i_1^2 \cdot J_{eng} + \hat{J}_{vehicle} + (i_2 \cdot i_{em})^2 \cdot J_{emotor}} \quad (20d)$$

Die geschätzte äquivalente Fahrzeugbeschleunigung an der Welle 2 unter Voraussetzung $T_{cl_1} = 0$ wird durch folgende Gleichung bestimmt

$$\hat{\omega}_{vehicle}^{shaft2} = \frac{i_2 \cdot T_{eng} + \hat{T}_{vehicle} + i_2 \cdot i_{em} \cdot T_{emotor}}{i_2^2 \cdot J_{eng} + \hat{J}_{vehicle} + (i_2 \cdot i_{em})^2 \cdot J_{emotor}} \quad (21d)$$

Nachfolgend wird ein Gewichtungsfaktor zum Schalten von $\hat{\omega}_{vehicle}^{shaft1}$ zu $\hat{\omega}_{vehicle}^{shaft2}$ berechnet, da die Motordrehzahl gegenüber der Welle 2 synchronisiert wird. Es ergibt sich folgende Gleichung:

$$Weight = \left| \frac{\omega_{vehicle}^{shaft1} - \omega_{eng}}{\omega_{vehicle}^{shaft1} - \omega_{vehicle}^{shaft2}} \right| \quad (22d)$$

Dieser Gewichtungsfaktor kann zur Vorhersage der Fahrerwunschbeschleunigung verwendet werden, während die Motordrehzahl zwischen der Drehzahl der Welle 1 und der Welle 2 liegt. Es ergibt sich folgende Gleichung:

$$\dot{\omega}_{vehicle}^{target} = (1 - Weight) \cdot \hat{\omega}_{vehicle}^{shaft1} + Weight \cdot \hat{\omega}_{vehicle}^{shaft2} \quad (23d)$$

2. Es wird der Zustand betrachtet, bei dem die Kupplung 2 haftet und die Kupplung 1 schlupft. Dabei ergeben sich die folgenden Gleichungen:

$$T_{emotor}^{target} = \frac{\dot{\omega}_{vehicle}^{target} \cdot (i_2^2 \cdot J_{eng} + \hat{J}_{vehicle} + (i_2 \cdot i_{em})^2 \cdot J_{emotor}) - i_2 \cdot T_{eng} - \hat{T}_{vehicle} + |i_1 - i_2| \cdot T_{cl_1}}{i_2 \cdot i_{em}} \quad (24d)$$

$$\hat{T}_{vehicle} = i_2 \cdot \left(\dot{\omega}_{eng} \cdot \left(J_{eng} + \frac{\hat{J}_{vehicle}}{i_2^2} + i_{em}^2 \cdot J_{emotor} \right) - T_{eng} - i_{em} \cdot T_{emotor} + \left| \frac{i_1}{i_2} - 1 \right| \cdot T_{cl_1} \right) \quad (25d)$$

$$\Delta T_{emotor}^{target} = \frac{(\dot{\omega}_{vehicle}^{target} - \dot{\omega}_{vehicle}) \cdot (i_2^2 \cdot J_{eng} + \hat{J}_{vehicle} + (i_2 \cdot i_{em})^2 \cdot J_{emotor})}{i_2 \cdot i_{em}} \quad (26d)$$

3. Es wird der Zustand betrachtet, bei dem beide Kupplungen schlupfen. Es ergeben sich folgende Gleichungen:

$$T_{emotor}^{target} = \frac{\left(\dot{\omega}_{vehicle}^{target} \cdot (\hat{J}_{vehicle} + (i_2 \cdot i_{em})^2 \cdot J_{emotor}) - sign(\omega_{eng} - i_1 \cdot \omega_{vehicle}) \cdot i_1 \cdot T_{cl_1} \right. \\ \left. - sign(\omega_{eng} - i_2 \cdot \omega_{vehicle}) \cdot i_2 \cdot T_{cl_2} - \hat{T}_{vehicle} \right)}{i_2 \cdot i_{em}} \quad (27d)$$

$$\hat{T}_{\text{vehicle}} = \dot{\omega}_{\text{vehicle}} \cdot (\hat{J}_{\text{vehicle}} + (i_2 \cdot i_{\text{em}})^2 \cdot J_{\text{emotor}}) - i_2 \cdot i_{\text{em}} \cdot T_{\text{emotor}} - \text{sign}(\omega_{\text{eng}} - i_1 \cdot \omega_{\text{vehicle}}) \cdot i_1 \cdot T_{\text{cl}_1} - \text{sign}(\omega_{\text{eng}} - i_2 \cdot \omega_{\text{vehicle}}) \cdot i_2 \cdot T_{\text{cl}_2} \quad (28d)$$

$$\Delta T_{\text{emotor}}^{\text{target}} = \frac{(\dot{\omega}_{\text{vehicle}}^{\text{target}} - \dot{\omega}_{\text{vehicle}}) \cdot (\hat{J}_{\text{vehicle}} + (i_2 \cdot i_{\text{em}})^2 \cdot J_{\text{emotor}})}{i_2 \cdot i_{\text{em}}} \quad (29d)$$

Ein Modell für eine vorausberechnende Strategie wird impliziert, bei der die Gleichungen 16d, 20d, 23d oder dergleichen verwendet werden, während bei einer Rückkoppelsteuerungsstrategie die Gleichungen 18d, 22d, 25d oder dergleichen verwendet werden. Das Modell für die vorausberechnende Strategie wird bevorzugt, jedoch kann diese auch durch eine Rückkoppelsteuerungsstrategie insbesondere in einem Fall ersetzt werden, bei dem der Wert von T_{vehicle} signifikant während der Schaltung verändert wird oder die Abschätzung von J_{vehicle} , \hat{J}_{vehicle} weit von dem korrekten Wert entfernt ist, welches z.B. in Folge der Beladung des Fahrzeugs (große Abweichung von dem erwarteten Gesamtgewicht des Fahrzeugs) vorkommen kann. Es ist nicht zu erwarten, dass der Komfort der Schaltung von den präzise abgeschätzten Werten von T_{vehicle} und J_{vehicle} abhängig ist, jedoch ist eine genaue korrekte Erkennung des Schalttyps entscheidend für einen optimalen Schaltkomfort, insbesondere die Erkennung, ob eine Zug- oder eine Schubsschaltung, vorliegt.

Im Rahmen einer weiteren Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung werden Zughochschaltung mit Unterstützung des E-Motors bei ausreichend vorliegendem Moment betrachtet.

Das Zugmoment sollte während der gesamten Momentenübertragung von der alten Welle zur neuen Welle erhalten bleiben. Dies kann durch Erhöhung der Motordrehzahl über die Drehzahl der alten Welle erreicht werden. In dieser Situation wird die alte Welle zum Verringern der Fahrzeugbeschleunigung geöffnet und die neue Welle zum Erhöhen der Fahrzeugbeschleunigung geschlossen. Diese Reaktionen können sich gegenseitig aufheben. Das E-Motormoment wird verwendet, um die Fahrzeugbeschleunigung zu steuern bzw. einzustellen.

Es kann vorgesehen sein, dass das Moment der alten Kupplung bis zur Schlupfgrenze reduziert wird und dann das Motormoment erhöht wird, bis die alte Kupplung schlüpft.

Ferner kann das Motormoment über das Fahrerwunschmotormoment gesteuert werden, um sicherzustellen, dass die Motordrehzahl über der Drehzahl der alten Welle gehalten wird. Das übertragene Moment der alten Kupplung kann bevorzugt mit einer konstanten Rampe auf den Wert 0 reduziert werden, während das übertragene Moment bei der neuen Kupplung bevorzugt mit der gleichen Rampe bis zur Schlupfgrenze oder leicht darüber erhöht wird, wobei das Moment des E-Motors gemäß der Gleichungen 23d oder 25d gesteuert, um die Fahrerwunschbeschleunigung des Fahrzeuges zu erreichen.

Des weiteren wird das Motormoment auf ein minimales Moment reduziert, um die Motorsynchronisation zu beschleunigen, wenn das Kupplungsmoment der alten Kupplung 0 ist (Kupplung ausgekuppelt). Die neue Kupplung wird leicht über die Schlupfgrenze angesteuert, wobei die Fahrzeugbeschleunigung mit dem E-Motor weiter angesteuert wird.

Ferner wird das Motormoment gerade bis unterhalb des Fahrerwunschmotormomentes erhöht, um einen gleichmäßigen Schlupf-Haftübergang zu erreichen, wenn die Motordrehzahl mit der Drehzahl der neuen Eingangswelle synchronisiert ist. Dann wird die Fahrzeugbeschleunigung mit dem E-Motor weiter angesteuert.

In Figur 18 ist diese vorgestellte Simulation einer Zughochschaltung mit Unterstützung des E-Motors dargestellt. Dabei sind drei Diagramme angedeutet, wobei in dem oberen Diagramm die Drehzahl des Motors, der Welle 1 und der Welle 2 sowie der Kupplung über die Zeit dargestellt sind. In dem mittleren Diagramm sind die Momente der Kupplung 1, der Kupplung 2, des Motors und des E-Motors über die Zeit dargestellt. Während in dem unteren Diagramm die Geschwindigkeit des Fahrzeuges sowie die Fahrzeugbeschleunigung über die Zeit dargestellt sind. Zu beachten ist dabei, dass die Schaltung schneller durchgeführt werden kann, wenn

die Momentenrampe der Kupplungen und des Motors erhöht werden und die neue Kupplung ein höheres Moment während der Phase 3 aufweist.

Im weiteren wird eine Zughochschaltung mit Unterstützung des E-Motors bei ausreichend vorliegendem Moment vorgesehen. Das Zugmoment sollte am Abtrieb während der gesamten Momentenübertragung von der alten Welle zur neuen Welle erhalten bleiben. Dies wird normalerweise durch Reduzierung der Motordrehzahl unterhalb der Drehzahl der neuen Welle vor der Momentenübertragung erreicht. Andernfalls führt das Öffnen der alten Kupplung und das Schließen der neuen Kupplung zur Erhöhung der Fahrzeugbeschleunigung. Jedoch mit der Unterstützung des E-Motormoments kann entgegen gewirkt werden, wobei das Moment übertragen werden kann, bevor die Motordrehzahl unterhalb der Drehzahl der neuen Welle liegt. In diesem Fall kann die neue Kupplung die Synchronisierung der Motordrehzahl unterstützen und deshalb die Schaltung signifikant beschleunigen.

Es kann vorgesehen sein, dass das Moment der alten Kupplung bis zur Schlupfgrenze reduziert wird und dann das Motormoment verringert wird, bis die alte Kupplung schlupft.

Ferner ist es möglich, das Motormoment auf ein Minimum zu reduzieren. Das übertragene Moment der alten Kupplung wird über eine konstante Rampe auf den Wert 0 verringert, während das übertragene Moment der neuen Kupplung mit der gleichen Rampe auf die Schlupfgrenze oder leicht darüber erhöht wird, wobei das Moment des E-Motors gemäß der Gleichung 23d oder 25d gesteuert wird, um die Fahrerwunschfahrzeugbeschleunigung zu erreichen.

Des weiteren kann die neue Kupplung bis zur Schlupfgrenze oder leicht darüber angesteuert werden, wobei die Fahrzeugbeschleunigung mit dem E-Motor weiter geregelt werden kann, bis die Motorsynchronisation erreicht ist.

Es ist auch möglich, das Motormoment bis knapp unterhalb des Fahrerwunschmotormomentes zu erhöhen, um einen kontinuierlichen Schlupf-Haftübergang zu erreichen, wenn die Motordrehzahl mit der Drehzahl der neuen

Eingangswelle synchronisiert ist. Die Fahrzeugbeschleunigung kann dann mit dem E-Motor weiter angesteuert werden.

In Figur 19 ist eine Simulation einer Schubhochschaltung mit Unterstützung eines E-Motors dargestellt. Dabei ist in dem oberen Diagramm die Drehzahl des Motors, der ersten Welle, der zweiten Welle und der Kupplung über die Zeit dargestellt. In dem mittleren Diagramm sind die Momente der ersten Kupplung, der zweiten Kupplung, des E-Motors und des Motors selbst über die Zeit dargestellt. Während in dem unteren Diagramm die Geschwindigkeit des Fahrzeuges und die Beschleunigung des Fahrzeuges über die Zeit dargestellt sind. Dabei ist zu beachten, dass der Pik bei dem Beschleunigungsverlauf ein numerischer Effekt des Simulationsprozesses ist und folglich nicht bei dem Fahrzeug zu erwarten ist.

Gemäß einer Weiterbildung der vorliegenden Erfindung wird eine Zugruckschaltung mit Unterstützung des E-Motors bei ausreichend vorliegendem Moment vorgesehen. Das Zugmoment sollte während der gesamten Momentenübertragung von der alten Welle zur neuen Welle an dem Abtrieb erhalten bleiben. Dies wird normalerweise durch Erhöhung der Motordrehzahl über die Drehzahl der neuen Welle vor der Momentenübertragung erreicht. Andernfalls führt das Öffnen der alten Kupplung und das Schließen der neuen Kupplung zur Verringerung der Fahrzeugbeschleunigung. Jedoch kann mit der Unterstützung des E-Motormomentes dem entgegengewirkt werden, wobei das Moment übertragen werden kann, bevor die Motordrehzahl über die Drehzahl der neuen Welle steigt. In diesem Fall kann die neue Kupplung die Synchronisieren der Motordrehzahl unterstützen und deshalb die Schaltung signifikant beschleunigen.

Es kann vorgesehen sein, dass das Moment der alten Kupplung bis zur Schlupfgrenze reduziert wird und dann das Motormoment erhöht wird, bis die alte Kupplung schlupft.

Ferner ist es möglich, dass das Motormoment über das Fahrerwunschmotormoment gesteuert wird. Das übertragbare Moment der alten Kupplung kann bevorzugt mit einer konstanten Rampe bis auf den Wert 0 reduziert werden, während das übertragbare Moment der neuen Kupplung vorzugsweise mit der gleichen Rampe bis

zur Schlupfgrenze oder leicht darüber erhöht wird, wobei das Moment des E-Motors gemäß der Gleichung 23d oder 25d angesteuert wird, um die Fahrerwunschfahrzeugbeschleunigung zu erreichen.

Des weiteren kann die neue Kupplung bis zur Schlupfgrenze oder leicht darüber angesteuert werden, wobei die Fahrzeugbeschleunigung mit dem E-Motor weiter bis zur Motorsynchronisation verändert werden kann.

Es ist auch möglich, das Motormoment knapp bis unterhalb des Fahrerwunschmotormomentes zu erhöhen, um einen kontinuierlichen Schlupf-Haftübergang zu erreichen, wenn die Motordrehzahl mit der Drehzahl der neuen Eingangsquelle synchronisiert wird. Die Fahrzeugbeschleunigung wird dann mit dem E-Motor weiter geregelt.

In Figur 20 ist die Simulation einer Zugrückschaltung mit Unterstützung des E-Motors dargestellt. Dabei ist in dem oberen Diagramm die Drehzahl der Welle 1, der Welle 2, des Motors und der Kupplung über die Zeit dargestellt. In dem mittleren Diagramm sind die Momente der Kupplung 1, der Kupplung 2, des Motors und des E-Motors über die Zeit dargestellt. In dem unteren Diagramm sind die Geschwindigkeiten des Fahrzeugs und die Fahrzeugbeschleunigung über die Zeit angedeutet. Dabei ist zu beachten, dass die Schaltung schneller durchgeführt werden kann, wenn die Momentenrampe der Kupplungen und des Motors erhöht werden sowie die neue Kupplung ein höheres Moment während der Phase 3 annimmt.

Im Rahmen einer Weiterbildung der vorliegenden Erfindung kann auch eine Schubrückschaltung mit Unterstützung eines E-Motors bei ausreichendem verfügbaren Moment vorgesehen werden. Das Schubmoment sollte an dem Abtrieb während der gesamten Momentenübertragung von der alten Welle zur neuen Welle erhalten bleiben. Dies kann durch Reduzierung der Motordrehzahl unterhalb der Drehzahl der alten Welle erreicht werden. In dieser Situation wird durch das Öffnen der alten Kupplung die Fahrzeugbeschleunigung erhöht und durch Schließen der neuen Kupplung reduziert. Diese Reaktionen können sich gegeneinander aufheben. Das E-Motormoment wird zur Steuerung und Einstellung der Fahrzeugbeschleunigung verwendet.

Es ist möglich, dass das Moment der alten Kupplung bis zur Schlupfgrenze reduziert und dann das Motormoment erhöht wird bis die alte Kupplung schlüpft.

Ferner kann das Motormoment auf ein minimales Moment verringert werden, um sicherzustellen, dass die Motordrehzahl unterhalb der Drehzahl der alten Welle bleibt. Das übertragbare Moment der alten Kupplung kann mit einer konstanten Rampe bis auf den Wert 0 reduziert werden, während das übertragbare Moment der neuen Kupplung mit der gleichen Rampe bis auf die Schlupfgrenze oder leicht darüber erhöht wird, wobei das Moment des E-Motors gemäß der Gleichung 23d oder 25d angesteuert wird, um die Fahrerwunschfahrzeugbeschleunigung zu erreichen.

Das Motormoment wird über das Fahrerwunschmotormoment erhöht, um die Motorsynchronisation zu beschleunigen, wenn das Moment der alten Kupplung (komplette ausgekuppelt) den Wert 0 annimmt.

Die neue Kupplung wird bis auf die Schlupfgrenze oder leicht darüber angesteuert und die Fahrzeugbeschleunigung wird mit dem E-Motor weiter geregelt.

Das Motormoment wird gerade bis zum Fahrerwunschmotormoment verringert, um einen kontinuierlichen Schlupf-Haftübergang zu erreichen, wenn die Motordrehzahl mit der Drehzahl der neuen Eingangsquelle synchronisiert ist. Die Fahrzeugbeschleunigung wird mit dem E-Motor weiter angesteuert.

In Figur 21 ist die Simulation einer Schubrückschaltung mit Hilfe eines E-Motors dargestellt. Bei dem oberen Diagramm sind die Drehzahlen der Welle 1, der Kupplung und des Motors sowie der Welle 2 über die Zeit dargestellt. In dem mittleren Diagramm sind die Momente der Kupplung 1, der Kupplung 2, des Motors und des E-Motors sowie der Fahrzustand über die Zeit dargestellt. Im unteren Diagramm sind die Fahrzeuggeschwindigkeit und die Fahrzeugbeschleunigung über die Zeit dargestellt. Es ist zu beachten, dass bei dieser Simulation der E-Motor nur leicht den Schaltvorgang unterstützt, um die gewünschte Fahrzeugbeschleunigung

zu erreichen, welche folglich nahezu den Wert Null annimmt. Der erste Pik bei der Fahrzeugbeschleunigung ist ein numerischer Effekt bei der Simulation.

Im Rahmen einer weiteren Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung wird eine Schaltung ohne geeignete Unterstützung von dem E-Motor vorgesehen. Das E-Motormoment kann beispielsweise nicht verfügbar sein oder das Moment kann nicht ausreichend die Fahrzeugbeschleunigung unterstützen. In diesem Fall wird die Strategie so gut wie möglich von dem E-Motor unterstützt; entweder mit maximalem positiven oder maximalem negativen verfügbaren Moment, und es kann eine der Kupplungen zum Ansteuern des Moments für den Abtrieb verwendet werden, um die Fahrzeugbeschleunigung zu erreichen.

Bei den folgenden Simulationen wird vorausgesetzt, dass der E-Motor nicht verfügbar ist. Analog zu den vorher beschriebenen Weiterbildungen und Ausgestaltungen der Erfindung können folgende Gleichungen entwickelt werden.

- Der Zustand wird betrachtet, bei dem die Kupplung 1 haftet und die Kupplung 2 schlupft. Daraus ergibt sich folgende Gleichung:

$$T_{cl_2}^{target} = \left| \frac{i_1 \cdot T_{eng} + \hat{T}_{vehicle} + i_2 \cdot i_{em} \cdot T_{emotor} - \dot{\omega}_{vehicle}^{target} \cdot (i_1^2 \cdot J_{eng} + \hat{J}_{vehicle} + (i_2 \cdot i_{em})^2 \cdot J_{emotor})}{i_2 - i_1} \right| \quad (30d)$$

Dabei kann $\hat{T}_{vehicle}$ bevorzugt mit der vorher genannten Gleichung 17d abgeschätzt werden und es ergibt sich daraus

$$\Delta T_{Cl_2}^{target} = sign(\omega_{eng} - i_2 \cdot \omega_{vehicle}) \cdot \frac{(\dot{\omega}_{vehicle}^{target} - \dot{\omega}_{vehicle}) \cdot (i_1^2 \cdot J_{eng} + \hat{J}_{vehicle} + (i_2 \cdot i_{em})^2 \cdot J_{emotor})}{|i_2 - i_1|} \quad (31d)$$

- Es wird der Zustand betrachtet, bei dem die Kupplung 2 haftet und die Kupplung 1 schlupft.

$$T_{cl_1}^{target} = \left| \frac{i_2 \cdot T_{eng} + \hat{T}_{vehicle} + i_1 \cdot i_{em} \cdot T_{emotor} - \dot{\omega}_{vehicle}^{target} \cdot (i_2^2 \cdot J_{eng} + \hat{J}_{vehicle} + (i_1 \cdot i_{em})^2 \cdot J_{emotor})}{|i_1 - i_2|} \right| \quad (32d)$$

Dabei wird \hat{T}_{vehicle} abgeschätzt durch die vorherige Gleichung 25d und es resultiert daraus

$$\Delta T_{Cl_1}^{\text{target}} = \text{sign}(\omega_{\text{eng}} - i_1 \cdot \omega_{\text{vehicle}}) \cdot \frac{(\dot{\omega}_{\text{vehicle}}^{\text{target}} - \dot{\omega}_{\text{vehicle}}) \cdot (i_2^2 \cdot J_{\text{eng}} + \hat{J}_{\text{vehicle}} + (i_2 \cdot i_{\text{em}})^2 \cdot J_{\text{emotor}})}{|i_1 - i_2|} \quad (33d)$$

3. Es wird der Zustand betrachtet, bei dem beide Kupplungen schlupfen. In diesem Fall kann jede Kupplung angesteuert werden, um die Fahrzeugbeschleunigung zu erreichen. Es ergeben sich folgende Gleichungen

$$T_{Cl_1}^{\text{target}} = \left| \frac{\hat{T}_{\text{vehicle}} + T_{\text{emotor}} \cdot i_2 \cdot i_{\text{em}} + \text{sign}(\omega_{\text{eng}} - i_2 \cdot \omega_{\text{vehicle}}) \cdot i_2 \cdot T_{Cl_2} - \dot{\omega}_{\text{vehicle}}^{\text{target}} \cdot (\hat{J}_{\text{vehicle}} + (i_2 \cdot i_{\text{em}})^2 \cdot J_{\text{emotor}})}{i_1} \right| \quad (34d)$$

$$T_{Cl_2}^{\text{target}} = \left| \frac{\hat{T}_{\text{vehicle}} + T_{\text{emotor}} \cdot i_2 \cdot i_{\text{em}} + \text{sign}(\omega_{\text{eng}} - i_1 \cdot \omega_{\text{vehicle}}) \cdot i_1 \cdot T_{Cl_1} - \dot{\omega}_{\text{vehicle}}^{\text{target}} \cdot (\hat{J}_{\text{vehicle}} + (i_2 \cdot i_{\text{em}})^2 \cdot J_{\text{emotor}})}{i_2} \right| \quad (35d)$$

Dabei kann \hat{T}_{vehicle} durch die vorher genannte Gleichung 28d abgeschätzt werden und es resultiert daraus

$$\Delta T_{Cl_1}^{\text{target}} = \text{sign}(\omega_{\text{eng}} - i_1 \cdot \omega_{\text{vehicle}}) \cdot \frac{(\dot{\omega}_{\text{vehicle}}^{\text{target}} - \dot{\omega}_{\text{vehicle}}) \cdot (\hat{J}_{\text{vehicle}} + (i_2 \cdot i_{\text{em}})^2 \cdot J_{\text{emotor}})}{i_1} \quad (36d)$$

$$\Delta T_{Cl_2}^{\text{target}} = \text{sign}(\omega_{\text{eng}} - i_2 \cdot \omega_{\text{vehicle}}) \cdot \frac{(\dot{\omega}_{\text{vehicle}}^{\text{target}} - \dot{\omega}_{\text{vehicle}}) \cdot (\hat{J}_{\text{vehicle}} + (i_2 \cdot i_{\text{em}})^2 \cdot J_{\text{emotor}})}{i_2} \quad (37d)$$

Ein Modell für eine vorausberechnende Strategie wird impliziert, bei der die Gleichungen 26d, 28d, 30d, 31d oder dergleichen verwendet werden, während bei einer Rückkoppelsteuerungsstrategie die Gleichungen 27d, 29d, 32d, 33d oder dergleichen verwendet werden. Das Modell für die vorausberechnende Strategie wird bevorzugt, jedoch kann diese auch durch eine Rückkoppelsteuerungsstrategie insbesondere in einem Fall ersetzt werden, bei dem der Wert von T_{vehicle} signifikant während der Schaltung verändert wird oder die Abschätzung von J_{vehicle} , \hat{J}_{vehicle} weit

von dem korrekten Wert entfernt ist, welches z.B. in Folge der Beladung des Fahrzeuges (große Abweichung von dem erwarteten Gesamtgewicht des Fahrzeuges) vorkommen kann. Es ist nicht zu erwarten, dass der Komfort der Schaltung von den präzise abgeschätzten Werten von $T_{vehicle}$ und $J_{vehicle}$ abhängig ist.

Nachfolgend wird eine Zughochschaltung ohne Unterstützung des E-Motors betrachtet. Das Zugmoment sollte an dem Abtrieb während der gesamten Momentenübertragung von der alten Welle zur neuen Welle erhalten bleiben. Dies kann erreicht werden, durch Erhöhung der Motordrehzahl über die Drehzahl der alten Welle. In dieser Situation wird durch das Öffnen der alten Kupplung die Fahrzeugbeschleunigung verringert und durch das Schließen der neuen Kupplung die Fahrzeugbeschleunigung erhöht. Mit geeigneten und parallelen Kupplungsoperationen können diese Reaktionen sich gegenseitig aufheben.

Es ist möglich, dass das Moment der alten Kupplung bis zur Schlupfgrenze reduziert wird, wobei dann das Motormoment bis zum Schlupfen der alten Kupplung erhöht wird.

Ferner kann das Motormoment über das Fahrerwunschmotormoment gesteuert werden, um sicherzustellen, dass die Motordrehzahl über der Drehzahl der alten Welle gehalten wird. Das übertragbare Moment der alten Kupplung wird z. B. mit einer konstanten Rampe auf den Wert 0 reduziert, während das übertragbare Moment der neuen Kupplung gemäß den Gleichungen 30d/32d oder 31d/33d verändert werden, um die Fahrerwunschfahrzeugbeschleunigung zu erreichen.

Das Motormoment wird auf ein minimales Moment reduziert, um die Motorsynchronisation zu beschleunigen, wenn das Moment der alten Kupplung (komplett ausgekuppelt) den Wert 0 annimmt. Die Fahrzeugbeschleunigung wird dann über die neue Kupplung gesteuert.

Das Motormoment wird gerade bis unterhalb des Fahrerwunschmotormomentes erhöht, um einen gleichmäßigen Schlupf-Haftübergang zu erreichen, wenn die Motordrehzahl mit der Drehzahl der neuen Eingangswelle synchronisiert ist. Die Fahrzeugbeschleunigung wird weiter mit der neuen Kupplung gesteuert.

In Figur 22 ist die Simulation einer Zughochschaltung ohne Unterstützung von einem E-Motor dargestellt. In dem oberen Diagramm sind die Drehzahlen der Kupplung, des Motors, der Welle 1 und der Welle 2 über die Zeit dargestellt. In dem mittleren Diagramm sind die Momente der Kupplung 1, der Kupplung 2, des Motors und des E-Motors sowie das gewünschte Motormoment über die Zeit dargestellt. In dem unteren Diagramm sind die Fahrzeuggeschwindigkeit und die Fahrzeugbeschleunigung über die Zeit dargestellt. Dabei ist zu beachten, dass die Schaltung schneller durchgeführt werden kann, wenn die Momentenrampen der Kupplungen und des Motors erhöht werden, wobei die neue Kupplung ein höheres Moment während der Phase 3 annimmt.

Nachfolgend wird eine Schubhochschaltung ohne Unterstützung des E-Motors vorgesehen. Das Schubmoment sollte an dem Abtrieb während der gesamten Momentenübertragung von der alten Welle zu der neuen Welle erhalten bleiben. Dies wird durch Reduzierung der Motordrehzahl bis unterhalb der Drehzahl der neuen Welle vor der Momentenübertragung erreicht. In dieser Situation wird durch das Öffnen der alten Kupplung die Fahrzeuggeschwindigkeit erhöht und durch Schließen der neuen Kupplung die Fahrzeuggeschwindigkeit verringert. Durch geeignete und parallele Kupplungsoperationen können diese Reaktionen gegeneinander aufgehoben werden.

Es ist möglich, dass das Moment der alten Kupplung bis zur Schlupfgrenze reduziert wird, wobei dann das Motormoment verringert wird, bis die alte Kupplung schlüpft.

Ferner ist möglich, dass das Motormoment auf ein Minimum reduziert wird. Das Moment der alten Kupplung wird gemäß der Gleichungen 30d/32d oder 31d/33d gesteuert, um die Fahrerwunschfahrzeuggeschwindigkeit bis zur Motorsynchronisation zu erreichen.

Es ist denkbar, dass das Motormoment leicht über das Fahrerwunschmotormoment erhöht wird, um einen gleichmäßigen Schlupf-Haftübergang sicherzustellen, wenn sich die Motordrehzahl unterhalb der Drehzahl der neuen Eingangswelle befindet. Das Moment der alten Kupplung wird mit einer konstanten Rampe auf den Wert 0

reduziert, während das Moment der neuen Kupplung gemäß der Gleichungen 30d/32d oder 31d/33d angesteuert wird, um die Fahrerwunschfahrzeugbeschleunigung zu erreichen, bis die neue Kupplung haftet.

In Figur 23 ist eine Simulation einer Schubhochschaltung ohne Unterstützung durch den E-Motor dargestellt. In dem oberen Diagramm werden die Drehzahlen der Welle 1, der Welle 2, des Motors und der Kupplung über die Zeit dargestellt. In dem mittleren Diagramm werden die Momente der Kupplung 1, der Kupplung 2, des E-Motors, des Motors und der Fahrzustand sowie das gewünschte Motormoment über die Zeit dargestellt. In dem unteren Diagramm werden die Fahrzeuggeschwindigkeit und die Fahrzeugbeschleunigung über die Zeit dargestellt. Dabei ist zu beachten, dass der erste Pik in dem Beschleunigungsverlauf des Fahrzeuges ein numerischer Effekt bei der Simulation ist und folglich nicht bei dem Fahrzeug zu erwarten ist. Des weiteren ist zu beachten, dass die Schaltdauer sehr lange ist, weil nur ein limitiertes negatives Motormoment für die Motorsynchronisation verfügbar ist. Eine schnellere Schaltung kann beispielsweise durch eine Standard ASG Schaltstrategie oder dgl. erreicht werden.

Nachfolgend wird im Rahmen einer Weiterbildung der Erfindung eine Zugrückschaltung ohne Unterstützung des E-Motors vorgesehen. Das Zugmoment sollte an dem Abtrieb während der gesamten Momentenübertragung von der alten Welle zur neuen Welle erhalten bleiben. Dies kann erreicht werden, indem die Motordrehzahl über die Drehzahl der neuen Welle vor der Momentenübertragung erhöht wird. In dieser Situation wird durch das Öffnen der alten Kupplung die Fahrzeugbeschleunigung verringert und durch das Schließen der neuen Kupplung die Fahrzeugbeschleunigung erhöht. Durch geeignete und parallele Kupplungsoperationen können diese Reaktionen gegeneinander aufgehoben werden.

Es ist möglich, dass das Moment der alten Kupplung bis zur Schlupfgrenze reduziert wird und dann das Motormoment bis zum Schlupfen der alten Kupplung erhöht wird.

Ferner kann das Motormoment über das Fahrerwunschmotormoment geregelt werden. Das Moment der alten Kupplung wird gemäß der Gleichung 30d/32d oder

31d/33d verändert, um die Fahrerwunschfahrzeugbeschleunigung zu erreichen bis Motorsynchronisation vorliegt.

Das Motormoment kann leicht bis unterhalb des Fahrerwunschmotormomentes verringert werden, um einen gleichmäßigen Schlupf-Haftübergang sicher zustellen, wenn die Motordrehzahl über der Drehzahl der neuen Eingangswelle liegt. Das Moment der alten Kupplung kann bevorzugt mit einer konstanten Rampe auf den Wert 0 reduziert werden, während das Moment der neuen Kupplung gemäß der Gleichungen 30d/32d oder 31d/33d geregelt wird, um die Fahrerwunschfahrzeugbeschleunigung zu erreichen, bis die neue Kupplung haftet.

In Figur 24 ist eine Simulation einer Zugrückschaltung ohne Unterstützung durch den E-Motor dargestellt. In dem oberen Diagramm werden die Drehzahlen der Welle 1, der Welle 2, des Motors und der Kupplung über die Zeit dargestellt. In dem mittleren Diagramm werden die Momente der Kupplung 1, der Kupplung 2, des E-Motors und des Antriebsmotors sowie der Fahrzustand und das gewünschte Motormoment über die Zeit dargestellt. In dem unteren Diagramm werden die Fahrzeugbeschleunigung und die Fahrzeuggeschwindigkeit über die Zeit dargestellt. Dabei ist zu beachten, dass eine schnellere Schaltung mit einer Standard ASG Schaltstrategie oder dgl. erreicht werden kann.

Eine Weiterbildung der vorliegenden Erfindung betrifft eine Schubrückschaltung ohne Unterstützung durch einen E-Motor. Das Zugmoment sollte an dem Abtrieb während der gesamten Momentenübertragung von der alten Welle zur neuen Welle erhalten bleiben. Dies wird durch Erhöhung der Motordrehzahl über die Drehzahl der alten Welle erreicht. In dieser Situation wird durch Öffnen der alten Kupplung die Fahrzeugbeschleunigung verringert und durch Schließen der neuen Kupplung die Fahrzeugbeschleunigung erhöht. Durch geeignete und parallele Kupplungsoperationen können diese Reaktionen gegeneinander aufgehoben werden.

Es ist möglich, dass das Moment der alten Kupplung bis an die Schlupfgrenze reduziert wird, wobei dann das Motormoment verringert wird bis die alte Kupplung schlüpft.

Ferner kann das Motormoment bis unterhalb des Fahrerwunschmotormomentes gesteuert werden, um sicherzustellen, dass die Motordrehzahl unterhalb der Drehzahl der alten Welle gehalten wird. Das übertragbare Moment der alten Kupplung wird z. B. mit einer konstanten Rampe auf den Wert 0 reduziert, während das übertragbare Moment der neuen Kupplung gemäß der Gleichungen 30d/32d oder 31d/33d geregelt wird, um die Fahrerwunschfahrzeugbeschleunigung zu erreichen.

Das Motormoment wird über das Fahrerwunschmotormoment erhöht, um die Motorsynchronisation zu beschleunigen, wenn das Moment der alten Kupplung (komplett ausgekuppelt) den Wert 0 annimmt. Die Fahrzeugbeschleunigung wird mit der neuen Kupplung weiter geregelt.

Das Motormoment wird gerade bis oberhalb des Fahrerwunschmotormoments reduziert, um einen kontinuierlichen Schlupf-Haftübergang zu erreichen, wenn die Motordrehzahl mit der Drehzahl der neuen Eingangswelle synchronisiert ist. Die Fahrzeugbeschleunigung wird mit der neuen Kupplung weiter geregelt.

In Figur 25 ist eine Simulation einer Schubrückschaltung ohne Unterstützung von dem E-Motor dargestellt. In dem oberen Diagramm sind die Drehzahlen der Welle 1, der Welle 2, des Motors und der Kupplung über die Zeit dargestellt. In dem mittleren Diagramm sind die Momente der Kupplung 1, der Kupplung 2, des E-Motors, des Antriebsmotors und des gewünschten Motormomentes sowie der Fahrzustand über die Zeit dargestellt. In dem unteren Diagramm sind die Fahrzeuggeschwindigkeit und die Fahrzeugbeschleunigung dargestellt. Dabei ist zu beachten, dass der erste Pik bei dem Beschleunigungsverlauf des Fahrzeuges ein numerischer Effekt bei der Simulation ist und folglich nicht bei dem Fahrzeug vorkommt. Des Weiteren ist zu beachten, dass die Schaltung schneller durchgeführt werden kann, wenn die Momentenrampen der Kupplungen und des Motors erhöht werden und die neue Kupplung ein höheres Moment während der Phase 3 aufweist.

Des Weiteren kann gemäß einer Weiterbildung der vorliegenden Erfindung vorgesehen werden, dass sowohl das verfügbare Motormoment und das E-

Motormoment ausreichend für die vorgenannten Steuerstrategien ist. Durch die folgenden Situationen können geeignete Veränderungen bei den Strategien vorgesehen werden.

Bei Zughochschaltungen kann vorgesehen sein, dass das Motormoment immer ein Maximum vor der Schaltung annimmt. Wenn kein Motormoment zum Erhöhen der Motordrehzahl über die Drehzahl der alten Welle verfügbar ist, kann in diesem Fall die alte Kupplung bis unterhalb der Schlupfgrenze während der Momentenübertragung angesteuert werden. Der Beschleunigungswert kann etwa beibehalten werden.

Bei Schubhochschaltungen ist das Motormoment vor der Schaltung immer nahe einem Minimum. Die Motorsynchronisation dauert dabei zu lange. In diesem Fall kann eine Art ASG-Schaltung vorgesehen werden. Dabei ist die alte Kupplung voll geöffnet und die neue Kupplung geschlossen, wenn die Motordrehzahl unterhalb der Drehzahl der neuen Welle ist.

Bei Zugrückschaltungen ist das Motormoment vor der Schaltung immer nahe bei einem Maximum. Die Motorsynchronisation dauert dabei zu lange. In diesem Fall kann eine Art ASG-Schaltung verwendet werden. Die alte Kupplung ist voll geöffnet und die neue Kupplung ist geschlossen, wenn die Motordrehzahl über der Drehzahl der neuen Welle liegt.

Bei Schubrückschaltungen ist das Motormoment vor der Schaltung immer nahe einem Minimum. Dabei ist kein Motormoment zur Reduzierung der Motordrehzahl unterhalb der Drehzahl der alten Welle verfügbar. In diesem Fall muss die alte Kupplung während der Momentenübertragung unterhalb der Schlupfgrenze gehalten werden. Der Beschleunigungswert kann etwa beibehalten werden.

In den Figuren 18 bis 25 sind unter anderem Fahrzustände 1 bis 10 bezeichnet, wobei der Fahrzustand 1 „Anfahren“, der Fahrzustand 2 „Welle aktiv“, der Fahrzustand 3 „Vorbereitung Hochschaltung“, der Fahrzustand 4 „Momentenübertragung auf Welle 2“, der Fahrzustand 5 „Ende Hochschaltung“, der Fahrzustand 6 „Welle 2 aktiv“, der Fahrzustand 7 „Vorbereitung Rückschaltung“, der

Fahrzustand 8 „Momentenübertragung auf Welle 1“, der Fahrzustand 9 „Ende Rückschaltung“, der Fahrzustand 10 „Leerlauf“ und der Fahrzustand 11 „andere Fahrzustände“ bedeuten.

In Figur 26 ist ein Ablaufdiagramm einer möglichen Schaltstrategie für Zughochschaltungen, Schubhochschaltungen, Zugrückschaltungen und Schubrückschaltungen dargestellt.

In Figur 27 ist ebenfalls ein Ablaufdiagramm für die Steuerung des E-Motors gezeigt.

Für die Schaltstrategien, welche in den Figuren 18 bis 25 dargestellt sind, können vorzugsweise folgende Grunddaten verwendet werden:

$$J_{eng} = 0.2 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{vehicle} = 117 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{emotor} = 0.022 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$i_1 = 14 \text{ (Gangübersetzung bei Welle 1)}$$

$$i_2 = 10 \text{ (Gangübersetzung bei Welle 2)}$$

$$i_{em} = 1.2 \text{ (Gangübersetzung zwischen E - motor und Welle 2)}$$

$$T_{emotor} = \text{maximales Moment}$$

$$T_{vehicle} = \text{Bremsreibung} + \text{Bergan - oder Bergabfahrten} + \text{Luftwiders tan } d + \text{Rollwiders tan } d$$

$$r = 0.3 \text{ m} \text{ (Radradius)}$$

$$m = 1300 \text{ kg} \text{ (Masse des Fahrzeuges und der Beladung)}$$

Dabei sollte beachtet werden, dass einige numerische Effekte (Peaks) bei den Beschleunigungsverläufen in Folge falscher dynamischer Gleichungen sichtbar sind, in Folge von falschen dynamischen Gleichungen, die während eines Zeitschrittes in dem Modell verwendet werden, insbesondere in dem Fall, wenn der Kupplungsschlupf vom Haften zum Schlupfen verändert wird (Schubmoment wird dann als Zugmoment berechnet). Jedoch solange, wie der Beschleunigungswert vor und nach dem Peak gleich ist, ist zu erwarten, dass kein Ruck in dem Fahrzeug wahrnehmbar ist. Des weiteren ist zu beachten, dass die Beschleunigungsverläufe stark vergrößert sind, so dass deshalb dies bei den dargestellten Verläufen hinsichtlich dieser Effekte zu beachten ist.

Demzufolge wird eine optimale Strategie für ein komfortables Schalten, insbesondere bei einem ESG-Getriebe, mit und ohne Unterstützung eines E-Motors vorgeschlagen.

Insgesamt wird somit eine Steuerstrategie für Übersetzungswechsel vorzugsweise bei einem ESG-Doppelkupplungsgetriebe vorgestellt. Das Ziel dieser Strategie ist die Steuerung des Abtriebsmoments (Fahrzeugbeschleunigung), um eine komfortable Überschneidungsschaltung durchzuführen. Das primäre Steuerungsmittel kann dabei der E-Motor sein. Wenn das Moment des E-Motors nicht ausreichend groß ist, kann zur Steuerung des Abtriebsmomentes (Fahrzeugbeschleunigung) auch eine der Kupplungen oder dgl. benutzt werden.

Bei dieser Steuerstrategie werden insbesondere vier verschiedene Typen von Überschneidungsschaltungen definiert, nämlich Zughochschaltungen, Schubhochschaltungen, Zugrückschaltungen und Schubrückschaltungen. All diese Schaltungstypen können mit minimalem Ruck und hohem Komfort durchgeführt werden, wobei ein ausreichendes Moment vom E-Motor oder von dem Verbrennungsmotor zur Verfügung gestellt wird. Die Schubhochschaltungen und die Zugrückschaltungen können beim Einsatz des E-Motors deutlich schneller und komfortabler durchgeführt werden, da der Verbrennungsmotor nicht ausreichend Moment zur Verfügung stellen kann, d.h. Hochschaltung beim Minimumgas oder Rückschaltungen beim Maximumgas.

Des weiteren sind Schaltstrategien mit dem E-Motor möglich, die den Energieeintrag bei den Kupplungen reduzieren, um damit die Wärmebelastung und den Verschleiß zu minimieren.

Nachfolgend wird eine weitere Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung beschrieben, welche eine weitere Schaltstrategie insbesondere für Parallelschaltgetriebe vorsieht, die den Verzicht aller Synchronisierungen auch für Hochschaltungen ermöglicht.

Insbesondere aus Kosten- und Wettbewerbsgründen ist es wünschenswert auf Synchronisierungen bei Doppelkupplungsgetrieben zu verzichten, ohne dass die Qualität der Schaltung darunter leidet.

Demzufolge wird eine Schaltstrategie vorgeschlagen, bei der die vorgenannten Nachteile vermieden werden.

Es ist möglich, dass Schaltstrategien vorgesehen werden, bei denen nur bestimmte Synchronisierungen der Getriebeeingangswellen vorgesehen sind. Dazu werden die Getriebeeingangswellen unter Nutzung der Synchronisierungen an den jeweils höchsten Gängen auf die Synchrongeschwindigkeit des Zielganges abgebremst. Anschließend kann der Zielgang eingelegt werden. Es hat sich jedoch gezeigt, dass die Schleppverluste im Getriebe während der Verfahrwege an den Synchronisierungen und zum Zielgang, insbesondere bei tiefen Temperaturen, dazu führen können, dass die Synchrongeschwindigkeit bereits unterschritten wird. Dieser Effekt kann bei der hier vorgestellten Steuerstrategie in vorteilhafter Weise ausgenutzt werden. Die erfindungsgemäße Steuerstrategie ist in Figur 28 schematisch dargestellt, wobei die Drehzahl der Getriebeeingangswelle 1 und der Getriebeeingangswelle 2 über die Zeit bzw. über die einzelnen Schaltphasen dargestellt sind. Bei dieser Strategie kommen auch die Hochschaltungen ohne Synchronisierungen aus. In Figur 28 ist beispielhaft eine 1-2-3-Hochschaltung angedeutet.

Dabei wird an der Getriebeeingangswelle 1 (GE 1) der Gang 1 und an der Getriebeeingangswelle 2 (GE 2) der Gang 2 eingelegt, wobei ohne Synchronisierung durch geringfügiges Anlegen der Kupplungen K 1 und K 2 dies im Stand möglich ist, so dass in Gang 1 angefahren werden kann. Nach der Überblendung auf Gang 2 kann die Getriebeeingangswelle GE 1 auf den Gang 3 synchronisiert werden. Dazu wird zunächst der Gang 1 herausgenommen und die Getriebeeingangswelle GE 1 in den Neutralzustand geschaltet. Die Getriebeeingangswelle GE 1 läuft nun frei und kann in Folge der Schleppverluste im Getriebe nach einiger Zeit die Synchrongeschwindigkeit für Gang 3 erreichen. Dies ist jedoch aus Gründen der Schaltzeit nicht akzeptabel, welches aus der Darstellung in Figur 29 deutlich wird. Dort ist der Drehzahlgradient in Folge des Schleppmomentes über die Temperatur dargestellt.

Daher wird unmittelbar nach dem Herausnehmen des Ganges 1 die Kupplung K1 kurz angelegt und die Getriebeeingangswelle GE 1 bereits erheblich hinsichtlich auf

die Drehzahl von der Getriebeeingangswelle GE 2 verzögert, welche in diesem Moment, also unmittelbar nach der Überblendschaltung, etwa im Verhältnis der Übersetzung i_2/i_3 etwas über der Synchrongeschwindigkeit von Gang 3 liegt. Schließlich wird diese Synchrongeschwindigkeit in Folge der temperaturabhängigen Schleppmomente erreicht, welches durch die vorhandenen Drehzahlsignale erkannt werden kann.

Wenn kein Gang vorgewählt werden soll, kann die Drehzahl der Getriebeeingangswelle GE 1 unter die Synchrongeschwindigkeit fallen und mit vorliegendem Schaltbefehl durch Anlegen der Kupplung K1 leicht synchronisiert werden. Es ist auch denkbar das andere Vorgehensweisen bei der erfindungsgemäßen Schaltstrategie angewandt werden, um diese Schaltstrategie weiterzuverbessern.

Die hier vorgestellte Schaltstrategie ist vorzugsweise für Parallelschaltgetriebe einsetzbar, jedoch kann die Schaltstrategie auch für andere Getriebe verwendet werden.

In Figur 30 ist ein Ablaufdiagramm der vorgenannten Schaltstrategie für Parallelschaltgetriebe schematisch angedeutet.

Es ist auch denkbar, dass bei der Schaltstrategie zur Drehzahlanpassung bei Hochschaltungen, welche das Schleppmoment im Getriebe ausnutzt, vorzugsweise bei der Kupplung der Welle des gehenden Ganges nach erfolgter Schaltung vorgesehen ist, dass der alte Gang herausgenommen und kurzzeitig der Neutralzustand N geschaltet wird, um somit die Kupplung auf die Drehzahl der neuen Welle zu bringen. Die mögliche verbleibende Drehzahldifferenz kann vorzugsweise durch Ausnutzung des Schleppmomentes im Getriebe erfolgen. Ohne die Ausnutzung des Schleppmomentes ist diese Variante der Schaltstrategie geeignet, die erforderliche Synchronisationsleistung in vorteilhafter Weise zu verringern. Dies ist insbesondere bei größeren Getrieben und den damit verbundenen größeren Trägheiten der zu synchronisierenden Massen von Bedeutung. Ein entsprechendes Schaltablaufdiagramm ist in Figur 30a dargestellt.

Nachfolgend wird eine weitere Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung beschrieben, welche die Integration von Funktionen des Motors in Bedienelemente für Getriebe vorsieht.

Beispielsweise können Systeme vorgesehen werden, die den Zutritt zum Fahrzeug und dessen Inbetriebnahme ohne herkömmliche Schlüssel ermöglichen.

Beispielsweise kann auch vorgesehen werden, dass ein separater Bedienknopf zum Anlassen des Motors vorgesehen ist. Zum Anlassen des Motors müssen insbesondere bei Automatikgetrieben oder auch bei automatisierten Getrieben eine Anlasserfreigabe vorgesehen werden.

Mit der vorliegenden Erfindung soll die Bedienung von Getrieben und das Anlassen bzw. Stoppen des Motors kombiniert werden. Deshalb wird vorgeschlagen, dass die Bedienung des Getriebes und des Motors bezüglich der Funktionen des Anlassens und des Abschaltens zusammengefasst werden. Dies ermöglicht ferner einfache Strategien zur Darstellung der Funktionen, die dem Abstellen eines Fahrzeugs mit manuellem Getriebe mit eingelegtem Gang entspricht.

Es ist auch möglich weitere Funktionen von Getriebe und Motor dabei zu berücksichtigen.

Für die Betätigung von Automatik oder automatisierten Getrieben können bevorzugt ein oder mehrere Bedienelemente, wie z.B. Wählhebel, Schaltwippen, Tasten am Lenkrad oder dgl., eingesetzt werden. Vorzugsweise sind zwei Arten von Betätigungen möglich. Zum einen werden lediglich Impulse weitergegeben, die eine bestimmte Aktion, z.B. bei dem Getriebe, nämlich beispielsweise einen Gang hoch oder runter schalten, auslösen. Zum anderen werden Funktionen eingeschaltet, wie z.B. ein möglicher Automatik-Modus.

Nach der vorliegenden Erfindung können vorzugsweise folgende schaltbare Positionen vorgesehen werden:

- P-Parken; das heißt, erster Gang ist eingelegt und die Kupplung ist geschlossen

- S-Start/Stop; das heißt, bei getretener Bremse ist die Kupplung geöffnet
- N-Neutral; das heißt, kein Gang ist eingelegt und die Kupplung ist offen
- A-Automatischer Modus; das heißt, Gangwechsel entsprechend der Schaltpunkte
- M-Manueller Modus; das heißt, manuelle Gangwechsel sind möglich
- R-Rückwärtsgang; das heißt, Rückwärtsgang ist eingelegt

Es sind natürlich auch andere schaltbare Positionen denkbar, die in dieses Konzept eingearbeitet werden können.

Vorzugsweise können die Position A und M durch eine neue Position D zusammengefasst werden, wobei der Wechsel über entsprechende Tastsignale A/M erfolgen kann. Zusätzlich kommen die Tastenfunktionen für Gangwechsel bzw. für das Anlassen bzw. das Abschalten des Motors hinzu.

+ = Hochschalten

- = Zurückschalten

on = Anlasser einschalten

off = Motor abstellen.

In Figur 31 ist eine mögliche Anordnung für einen Wählhebel mit entsprechendem Layout dargestellt, wobei durch Vierecke Tippfunktionen und durch Kreise Schaltfunktionen gekennzeichnet sind.

Ein wesentlicher Vorteil eines derartigen Wählhebels liegt darin, dass durch die bisherige Auf trennung der Stellung P mögliche Funktionen in zwei unterschiedliche Positionen für eine modifizierte Bedienung geschaffen worden sind. Alternativ zu einem Wählhebel können auch separate Schalter, Tasten oder dgl. eingesetzt werden. Der Schalter kann die Schaltfunktion aus Figur 31 ermöglichen. Die Tastenfunktionen für das Anlassen bzw. Abschalten des Motors können auch durch einen weiteren Tastschalter ermöglicht werden. Eventuell kann auch dieser Tastschalter in einen Umschalter integriert werden. Des weiteren ist denkbar, dass durch doppelte Nutzung beispielsweise der Tastschalter für den Gangwechsel oder

den Wechsel zwischen automatischem und manuellem Schaltprogramm vorgesehen wird.

Diese mögliche Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung kann bei sämtlichen automatisierten Schaltgetrieben und auch bei reinen Automatikgetrieben Einsatz finden.

Nachfolgend wird eine weitere Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung beschrieben, bei der eine Parametrierung im Fall von bestimmten Fahrsituationen und/oder Fahrprogrammen bei Rückschaltvorgängen in Getrieben vorgesehen ist.

Vorzugsweise bei einem Parallelschaltgetriebe (PSG) beispielsweise mit Trockenkupplungen und selbsthemmenden elektromotorischen Aktoren kann es vorkommen, dass die Getriebesteuerung auf Grund eines Fehlers, beispielsweise durch Ausfall einer Sicherung oder dgl., während einer Überschneidungsschaltung ausfällt und beide Kupplungen ein Moment übertragen. Wenn dies auch bei bestimmten Fahrsituationen, z.B. auf glatter Fahrbahn oder dgl., passiert und der Fahrer zudem vom Gas geht, weil er den Ausfall bemerkt, können beispielsweise die Räder in Schlupf kommen. Durch eine geeignete Parametrierung der Schaltungen, insbesondere der Zug-Rückschaltungen, kann ein Verhalten des Fahrzeuges, wie bei einem Handschaltgetriebe bzw. bei einem automatischen Schaltgetriebe (ASG), erreicht werden. Dabei ist es erforderlich, geeignete Kriterien und Parametrierungen zu finden. Beispielsweise kann eine derartige Parametrierung bei Rückschaltungen bei einem Parallelschaltgetriebe im Winterprogramm oder auch bei Radschlupfdetektion vorgesehen sein.

Erfindungsgemäß kann als verbeugende Maßnahme vorgeschlagen werden, dass bei einer überhöhten Radschlupf-Wahrscheinlichkeit vorzugsweise nur Zugrückschaltungen mit voller Zugkraftunterbrechung durchgeführt werden.

In Figur 32 ist eine Zugrückschaltung bei einem Parallelschaltgetriebe mit Zugkraftunterbrechung schematisch dargestellt. In dem oberen Diagramm ist die Drehzahl über die Zeit dargestellt. In dem mittleren Diagramm ist das Moment über die Zeit dargestellt, wobei der Momentenabbau des alten Ganges und der

Momentenaufbau des neuen Ganges angedeutet ist. In dem unteren Diagramm ist die Zugkraft über die Zeit dargestellt, wobei die Zugkraftunterbrechung durch den Verlauf der Zugkraft angedeutet ist. In diesen Diagrammen ist die Motordrehzahl durch eine durchgezogene Linie, das Kupplungsmoment der neuen Kupplung durch eine gestrichelte Linie, das Kupplungsmoment der alten Kupplung durch eine punktierte Linie und die Zugkraft am Abtrieb durch eine strichpunktierter Linie angedeutet. Dabei wird deutlich, dass der Zugkraftverlauf bei der Zugrückschaltung des Parallelschaltgetriebes wie bei einem automatischen Schaltgetriebe durchgeführt wird.

Im Rahmen einer Weiterbildung ist es auch möglich, dass im Hinblick auf den Wandlerautomaten, den das Parallelschaltgetriebe vollwertig ersetzen soll, beispielsweise ein Rest-Füllmoment auf den Triebstrang über die Kupplung des gehenden Ganges übertragen wird, während durch einen Motoreingriff der Motor auf die Zieldrehzahl des neuen Ganges beschleunigt wird. Dabei ergibt sich der Vorteil, dass der Triebstrang gespannt bleibt und keine störenden Spieldurchläufe auftreten. Diese Vorgehensweise ist in Figur 33 schematisch angedeutet, in der eine Zug-Rückschaltung bei einem Parallelschaltgetriebe mit Zugkrafauffüllung angedeutet ist. Auch in Figur 33 ist die Motordrehzahl durch eine durchgezogene Linie, der Verlauf der neuen Kupplung durch eine gestrichelte Linie und der alten Kupplung durch eine punktierte Linie sowie der Verlauf der Zugkraft an dem Abtrieb durch eine strichpunktierter Linie dargestellt.

Es ist möglich, dass während der Kupplungsüberschneidung beide Kupplungsaktoren ausfallen können. Dann würde mindestens eine Kupplung permanent schleifen. Wenn dazu der Fahrer noch vom Gas gehen würde, könnte es vorkommen, dass die Räder auf glatter Straße die Haftung verlieren und zwar mit etwas höherer Wahrscheinlichkeit als bei einem Fahrzeug mit Handschaltgetriebe. In Figur 34 ist diese Situation in Form eines Leistungsflusses durch das Parallelschaltgetriebe in dem Motor-Schubbetrieb während einer Überschneidungsschaltung (Kupplungen eingefroren) angedeutet.

Im Rahmen einer vorteilhaften Weiterbildung wird vorgeschlagen, dass bei einer überhöhten Radschlupf-Wahrscheinlichkeit nur Zugrückschaltungen mit voller

Zugkraftunterbrechung durchgeführt werden, wie dies auch in Figur 35 in einem Leistungsflussdiagramm dargestellt ist. Das Leistungsflussdiagramm stellt eine Parametrierung der Zug-Rückschaltung bei erhöhter Radschlupf-Wahrscheinlichkeit dar.

Eine erhöhte Radschlupf-Wahrscheinlichkeit kann z.B. vorliegen, wenn das Winterprogramm durch Betätigung eines Wintertast-Schalters oder eines anderen geeigneten Schalters durch den Fahrer aktiviert wird, oder dadurch, dass die Räder kurz zuvor bereits einmal oder mehrere Male die Haftung verloren haben. Dies kann z.B. beim Durchdrehen bei der Beschleunigung, durch einen ASR-Eingriff, durch einen ABS-Eingriff oder dgl., vorkommen.

Es ist denkbar, dass beim Feststellen von Radschlupf z.B. ein geeigneter Radschlupf-Wahrscheinlichkeitsparameter hoch gesetzt wird und anschließend dann über die Zeit, insbesondere je länger kein Radschlupf mehr beobachtet werden kann, wieder reduziert wird. Dies ist in Figur 36 angedeutet. Dort ist die Radschlupf-Wahrscheinlichkeit über die Zeit dargestellt.

Es ist auch möglich, dass vorzugsweise in Abhängigkeit von dem Radschlupf-Wahrscheinlichkeitsparameter eine stufenlose Reduktion des Auffüllniveaus, insbesondere während einer Zug-Rückschaltung, bestimmt wird. Dies ist in Figur 37 angedeutet. Dort ist der Auffüllgrad über die Radschlupf-Wahrscheinlichkeit dargestellt.

Nachfolgend wird eine weitere Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung beschrieben, bei der eine Motor-Schleppmoment-Regelung insbesondere bei Ausfall der Getriebesteuerung oder eines oder beider Kupplungsaktoren vorgeschlagen wird.

Insbesondere bei einem Parallelschaltgetriebe (PSG) kann es vorkommen, dass im Verlauf einer Überschneidungsschaltung die Getriebesteuerung oder zumindest ein Kupplungsaktor ausfällt. Beispielsweise kann dieser Ausfall durch die Zerstörung einer Sicherung hervorgerufen werden.

In Folge dessen können beide Kupplungen ein Moment übertragen und dieser Zustand kann eingefroren werden, wenn es sich um selbsthaltende elektromotorische Aktoren handelt. Dabei ist in Betracht zu ziehen, ob es dadurch zu einem Blockieren eines Getriebes oder zumindest einem erhöhten Schleppmoment am Rad kommen kann, so dass bedingt durch den Ausfall das Fahrzeug seine Seitenstabilität verlieren und ausbrechen könnte.

Die Gefahr des Ausbrechens besteht insbesondere dann, wenn beide Kupplungen dauerhaft Momente übertragen und der Fahrer vom Gas und der Motor in den Schubbetrieb geht sowie das Fahrzeug sich auf glattem beispielsweise eisigem Untergrund befindet.

Grundsätzlich besteht bei allen Getriebetypen, insbesondere auch bei Handschaltgetrieben, die Gefahr, dass das Fahrzeug bedingt durch den Lastwechsel vom Zug- in den Schub-Betrieb ausbricht. Bei einem Parallelschaltgetriebe (PSG) mit eingefrorenen Kupplungen, also im selten Fall des Notlaufs, verschiebt sich die Grenze und erhöht damit die Wahrscheinlichkeit dieses Ausfalles.

Figur 38 zeigt beispielhaft die Leistungsflüsse in einer derartigen Situation. Dabei addieren sich am Abtrieb die Schleppleistungen vom Motor und der zweiten Kupplung.

Das Abtriebsmoment kann beispielsweise durch folgende Formel berechnet werden:

$$M_{ab} = M_{mot} \cdot i_1 + M_{K2\text{Schlupf}} \cdot \text{sign}(n_{Mot} - n_2) \cdot (i_2 - i_1) \quad (1e)$$

Der Fahrer kann die Räder grundsätzlich durch Betätigen des Kraftpedals (beeinflussen des Motormoments) wieder zum Haften auf der Straße bringen.

Eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung besteht darin, die Motorsteuerung derart zu beeinflussen, dass die vorgenannten Situationen vermieden werden.

Dies kann insbesondere dadurch erreicht werden, dass die Motorsteuerung durch Beeinflussung des Motorschleppmomentes insbesondere einen Haftabriß von

vornherein verhindert oder bei Erkennen eines Haftabisses unabhängig von der Fahrerreaktion entsprechend eingreift.

Die Motorsteuerung kann feststellen, ob die Getriebesteuerung ausgefallen ist und die beiden Kupplungen des Parallelschaltgetriebes (PSG) dauerhaft Moment übertragen. Demzufolge wird erfindungsgemäß vorgeschlagen, dass eine spezielle Motor-Schleppmomentenregelung in der Motorsteuerung aktiv wird, die bei einem Lastwechsel vom Zug- in den Schubbetrieb des Verbrennungsmotors, welcher ja grundsätzlich auf glatter Fahrbahn stattfinden kann, und somit der Gefahr des Haftabisses der Räder gegenüber der Straße vorbeugt. Falls es zu einem Haftabiss gekommen ist, können durch Erhöhung des Motormomentes die Räder wieder zum Haften auf der Fahrbahn gebracht werden.

Gemäß einer Weiterbildung der vorliegenden Erfindung werden Möglichkeiten zur Erkennung des Getriebeausfalls vorgeschlagen. Dazu kann z. B. vorgesehen sein, dass die Getriebesteuerung eine Notlaufinformation, z.B. ein Notlaufbit auf dem CAN, an die Motorsteuerung sendet, die zur Aktivierung dieser speziellen Motor-Schleppmomentenregelung führen kann.

Eine weitere Möglichkeit besteht darin, dass die Motorsteuerung eigenständig erkennt, dass die Getriebesteuerung komplett ausgefallen ist und aktiviert daraufhin eigenständig diese spezielle Motor-Schleppmomentenregelung. Ein Indiz für den Getriebeausfall kann z.B. die fehlende Aktualisierung der CAN-Botschaften vom Getriebesteuergerät sein (Werte ändern sich nicht, Botschafts-Zähler eingefroren). Es sind auch andere Möglichkeiten zur Erkennung des Getriebeausfalls denkbar.

In Figur 39 ist ein Ablaufdiagramm zur Aktivierung der Motor-Schleppmomentenregelung in der Motorsteuerung schematisch dargestellt. Die Motor-Schleppmomentenregelung kann auch bei einem Reset in der Getriebesteuerung aktiviert werden.

Im Rahmen einer weiteren Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung werden Möglichkeiten beschrieben, wie die Motorsteuerung auf die vorgenannte Situation reagieren kann.

Es ist denkbar, dass die Motorsteuerung im Schubbetrieb nicht mehr das maximale Schleppmoment zulässt und auf gar keinen Fall eine Schubabschaltung des Verbrennungsmotors ermöglicht. Das Motormoment kann bei unbetätigtem Gaspedal z.B. auf 0 Nm oder einem kleinen negativen Wert eingestellt werden, wie dies auch in Figur 40 dargestellt ist. Diese Figur zeigt die spezielle Motor-Schleppmomentenregelung mit geringem Schleppmoment.

Es ist auch möglich, dass die Motorsteuerung die Umsetzung des Fahrerwunsches nach Schub verzögert und das verzögernde Schubmoment nur sehr langsam aufbaut. Dies ist schematisch Figur 41 gezeigt, welche die spezielle Motor-Schleppmomentenregelung mit verzögertem Schleppmomentenaufbau zeigt.

Des weiteren kann vorgesehen werden, dass das Motormoment z.B. erhöht wird (Schleppmoment reduzieren) bis die Räder wieder haften, wenn es trotz dieser vorgenannten Maßnahmen zu einem Haftabriß der angetriebenen Räder gegenüber der Straße kommt, welches die Motorsteuerung aus dem Drehzahlvergleich der angetriebenen und der nicht angetriebenen Räder feststellen kann,. Dies ist in Figur 42 gezeigt. Dort wird die spezielle Motor-Schleppmomentenregelung mit geringem Schleppmoment dargestellt, wobei damit das Schleppmoment an der Haftgrenze geregelt wird.

In den vorgenannten Fällen bleibt dem Fahrer die Möglichkeit, das Fahrzeug durch Betätigen des Bremspedals aktiv zu verzögern, wobei dann die anderen Systeme für sich die Fahrstabilität gewährleisten, wie z.B. ABS, ESP oder dgl.

In den Figuren 40 bis 42 wird jeweils das Motormoment über die Zeit dargestellt, wobei die durchgezogene Linie jeweils den Momentenverlauf zeigt, welcher durch die jeweilige Motor-Schleppmomentenregelung beeinflusst wird. Die strichpunktierter Linie zeigt jeweils das normale Motor-Schleppmoment. In der Figur 42 ist ein zweites Diagramm zusätzlich dargestellt, in dem die Drehzahl über die Zeit dargestellt ist, wobei die durchgezogene Linie die Drehzahl bzw. den Haftabriß bei den angetriebenen Rädern und die punktierte Linie den Drehzahlverlauf der nicht angetriebenen Räder darstellt.

Nachfolgend wird eine weitere Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung beschrieben, bei der ein automatisches Anpassen einer Lastvorsteuerung an den Lastverlauf des Kupplungsaktors vorgeschlagen wird.

Dabei wird im Rahmen einer Optimierung des Kupplungslagereglers für den Kupplungsaktor eine Lastvorstellung implementiert. Diese Lastvorsteuerung entspricht einem positionsabhängigen Anteil für die Ausgabe der Regelung. Der Verlauf der Lastvorsteuerung kann dabei aber an den Lastverlauf der Kupplung angepasst werden, um eine gute Regelung zu erhalten. Es sind auch andere Anpassungsmöglichkeiten bei der Lastvorsteuerung möglich.

Auf Grund unterschiedlicher Konstruktionen der unterschiedlichen Kupplungen ergeben sich jedoch auch unterschiedliche Lastverläufe. Somit kann in vorteilhafter Weise vorgesehen sein, dass beispielsweise die Lastvorsteuerung automatisch an die Verhältnisse der jeweiligen eingesetzten Kupplung angepasst wird. Ein wesentlicher Unterschied zwischen den unterschiedlichen Kupplungen besteht darin, dass der Abstand zwischen den Einsatzpunkten der Aus- bzw. Einrückkraft für die Anfahrkupplung und die Lastschaltkupplung unterschiedlich sind.

Da die Ausrückkraft der Anfahrkupplung für die Positionsreferenz verwendet wird, kann in vorteilhafter Weise auf eine zusätzliche Adaption verzichtet werden.

Die Verschiebung des Arbeitsbereiches der Lastschaltkupplung erfordert jedoch eine Anpassung insbesondere deshalb, weil die Last erheblich von der Aktorposition abhängt. Dies kann bei einer festen Vorgabe der Lastvorsteuerung dazu führen, dass die Vorsteuerung entweder zu kleine Werte oder zu große Werte vorschlägt. Bei einer zu geringen Vorsteuerung führt dies zu einem trügen Regelverhalten, da auf den Aufbau des Integralanteils gewartet werden muss, um die Last zu überwinden. Bei einer zu großen Vorsteuerung führt dies zu einer Übersteuerung der Regelung, welche den Aktor erheblich belasten kann.

Nachfolgend wird ein Verfahren beschrieben, um zusätzliche Informationen über den Lastverlauf zu erhalten, um beispielsweise den Anstieg der Einrückkraft der

Lastschaltkupplung zu erkennen. Die auf diese Weise bestimmte Position kann dann in die Lastvorsteuerung integriert werden.

In Figur 43 ist die Einrück- bzw. Ausrückkraft für die Lastschaltkupplung und die Anfahrkupplung über die Aktorposition dargestellt. Aus dieser Figur wird deutlich, dass ein Unterschied im Abstand zwischen den Einsatzpunkten der Aus- bzw. Einrückkraft für die Anfahrkupplung und die Lastschaltkupplung gegeben ist.

Es ergibt sich eine Tabelle mit festen Werten für die Lastvorsteuerung (LV), welche nachfolgend dargestellt ist:

Aktorposition	-7mm	-5,3mm	0 mm	1,55mm	7,5mm
LV für Bewegungen in positiver Richtung	15	12	12	33	33
LV für Bewegungen in negativer Richtung	75	22	21	12	12

Eine weitere Tabelle mit an die gemessene Referenzposition der Einrückkraft der Lastschaltkupplung (TP) angepasste Tabelle wird nachfolgend dargestellt.

Aktorposition	TP -1,6mm	TP -0,3mm	0 mm	1,55mm	7,5mm
LV für Bewegungen in positiver Richtung	15	12	12	33	33
LV für Bewegungen in negativer Richtung	75	22	21	12	12

Mit dieser Ausgestaltung wird eine möglichst einfache Anpassung der Lastvorsteuerung an das Kupplungssystem vorgesehen, da hier eine einfache Parallelverschiebung der Kennlinien der Lastschaltkupplung vorliegt. Daher genügt es hier eine Position zu messen. Für kompliziertere Variationen der Lastverläufe kann es aber auch erforderlich sein, aufwendigere Messungen durchzuführen, mit denen auch die Steigung der Last ermittelt werden kann. Es ist auch möglich andere Anpassungen der Lastvorsteuerung vorzusehen, um das hier vorgeschlagene Verfahren weiter zu verbessern.

Bei dem vorbeschriebenen Verfahren wird ein Positionsabgleich für einen Kupplungsaktor, insbesondere mit einer Inkrementalwegmessung, durch eine „Schnüffelfunktion“ ermöglicht, wobei hier bevorzugt bürstenlose Motoren in den Kupplungsaktoren vorgesehen sind. Es ist auch möglich andere Motoren bei den Kupplungsaktoren zu verwenden.

Es wird dabei ein Verfahren angegeben, mit dem insbesondere aus der Aktorgeschwindigkeit erkannt werden kann, an welcher Position das Ausrücksystem auf die Feder, insbesondere Tellerfeder, aufsetzt. Hierbei sind außer dem Inkrementalwegsensor keine zusätzlichen Sensoren oder mechanischen Teile erforderlich. Vorzugsweise sollte dieses Verfahren jedoch nur bei Aktoren ohne Kompensationsfeder und mit mechanischem Ausrücksystem verwendet werden, wie z.B. bei einem unterbrechungsfreien Schaltgetriebe (USG) mit EZA.

Als theoretische Grundlagen werden die Eigenschaften eines permanent erregten Gleichstrommotors betrachtet, bei dem sich bei vorgegebener Spannung U eine Drehzahl einstellt, die in einem linearen Zusammenhang zum Bremsmoment steht.

$$n = n_0 - \frac{n_0}{M_A(U)} M_R \quad \text{für } M_A(U) > M_R \quad (1f)$$

dabei sind:

n : Motordrehzahl

n_0 : Leerlaufdrehzahl

M_R : Das auf den Motor wirkende Reibmoment

$M_A(U)$: Anlaufmoment (Moment bei $n = 0$) Dabei gilt: $M_A(U) \propto U$

Daher kann in einem System in dem die Trägheit des Motors einen vernachlässigbaren Einfluss hat ($\dot{n}J < M_R$) aus der Drehzahl des Motors auf die Last geschlossen werden. Eine positionsabhängige Last führt so zu einer positionsabhängigen Geschwindigkeit.

Bei einem linearen Lastverlauf führt dies auch zu einem linearen Geschwindigkeitsverlauf:

$$\frac{\Delta M_R}{\Delta x} = \text{const.} \Rightarrow \frac{\Delta v}{\Delta x} = \text{const.} \quad (2f)$$

Bei einem Testaufbau wurden die Messungen mit einem abgewandelten Kupplungsaktor (ASG) an einem speziellen Testaufbau durchgeführt.

Die Abwandlungen des Kupplungsaktors sind:

- Keine integrierte Kompensationsfeder
- Inkrementalwegsensor (aus einem Wählmotor) auf der Ankerwelle des Kupplungsaktors mit 40 Inkrementen pro Umdrehung → ca. 40. Inkremente pro mm am Geberzylinder → ca. 12.5 µm/INC an der (theoretischen) Tellerfeder.

Der Testaufbau ermöglicht es unterschiedliche Lasten (Federn, Rastierung, Anschläge oder deren Kombinationen) auf den Kupplungssteller zu geben.

Der Aufbau besteht aus einem Grundgerüst aus Aluminium-Profilschienen an dem das Steuergerät mit dem Kupplungsaktor befestigt ist. Auf den Aluminiumprofilen sind unterschiedliche Lastmodule positionierbar.

Der Stoßel des Kupplungsaktors ist mit einer Stange fest verbunden, die über dem Grundgerüst verschiebbar gelagert ist. Das Rastierungsprofil und die Anschlagscheiben (auch für die Federn) sind auf dieser Stange frei positionierbar und auch lösbar. Somit können die Positionen der unterschiedlichen Lasten variiert

und auch mehrere Lasten kombiniert verwendet werden. In Figur 44 ist der Testaufbau schematisch dargestellt.

Für den hier vorgestellten Testaufbau wurden jeweils zwei Federlasten verwendet, wobei beide Federn in die selbe Richtung belastet wurden.

- (ehemalige) Kompensationsfeder mit 5.9 N/mm.

Sie dient der Simulation einer kleinen Last, wie sie auch im realen System benötigt wird, um ein sicheres Funktionieren des Ausrücksystems zu gewährleisten.

- Kupplungs-Feder mit 19.9N/mm

Sie simuliert die Kraft der Tellerfeder.

Damit ist ein in Figur 45 dargestellter Lastverlauf zu erzeugen, wobei die Kraftverläufe über die Position für zwei Federn 1, 2 sowie der Summenverlauf daraus dargestellt sind.

Diese positionsabhängige Last ergibt durch das (nahezu) selbsthemmende Aktorgetriebe ein positionsabhängiges (und bewegungsrichtungsabhängiges) Reibmoment auf den Motor. Dabei ist das Reibmoment für Bewegungen entgegen der Kraft nahezu proportional zu dieser Kraft.

Im Folgenden werden für die Positionsangaben immer Inkremente verwendet. Die Umrechnung zwischen Inkrementen und der wahren Position ist aufgrund des Aktorgetriebes nur näherungsweise linear. Zudem dreht sich dabei das Vorzeichen um.

Bei den hier zunächst vorgesehenen Messungen beginnt die schwache Feder ab einer Position von 0 Inkrementen (mit zunehmender Kraft mit negativer werdender Position) und die starke Feder beginnt bei -100 Inkrementen. Es sind auch andere Bedingungen möglich.

Die Motorspannungen werden über das Pulsweiten-Verhältniss angegeben. Ein Wert von 255 entspricht dabei ca. 10V. Die Geschwindigkeit kann in willkürlichen Einheiten angegeben werden. Es werden vorzugsweise einfach die im Steuergerät gegebenen Werte verwendet.

Es hat sich gezeigt, dass bei Verwendung eines Inkrementalwegsensors die Aktorgeschwindigkeit das genaueste Signal für den Zustand des Aktors ist. Auch eine extern angebrachte Messung des Motorstroms ist deutlich ungenauer.

Zunächst wird in Figur 46 das Ergebnis einer Messreihe gezeigt, bei der unter der oben gezeigten Last der Aktor mit unterschiedlichen Spannungen (PWM-Verhältnisse ± 30 , ± 35 , ± 40 , ± 45 , ± 50 , ± 55 und ± 60) in beide Richtungen gefahren wird.

Schon bei dieser Messung zeigen sich grundlegende Eigenschaften:

- Die Auswirkung der Last auf die Geschwindigkeit des Aktors zeigt sich weitaus besser bei Bewegungen entgegen der Last (hier bei negativen Geschwindigkeiten) als mit der Last. Dieses Verhalten lässt sich aus den Eigenschaften des selbsthemmenden Getriebes erklären.
- Es zeigt sich eine deutliche Störung mit einer Periode von 40 Inkrementen = 1 Motorumdrehung.
- Beim Laufen auf die Last erkennt man (unter der periodischen Störung) eine konstante Geschwindigkeitsänderung über dem Ort ($\Delta v / \Delta x$) unabhängig von der Größe der Geschwindigkeit.

Die Reproduzierbarkeit der Messungen ist dabei sehr hoch.

Bei der in Figur 47 dargestellten Messung wird der Aktor acht mal in beide Richtungen mit immer der selben Spannung (PWM-Verhältnis = ± 35) hin und her bewegt. Die Messkurven stimmen dabei sehr gut überein.

Sogar die kleinen Geschwindigkeitsschwankungen mit einer Periode von 3 bis 4 Inkrementen sind reproduzierbar. Vermutlich sind diese auf die magnetische Ankerrastierung zurück zu führen.

Bei den Auswertung der Geschwindigkeitsmessungen kann zunächst die Geschwindigkeitsänderung pro Umdrehung berechnet werden.

Die erste Überlegung ist es für jede Position bei einer Messung die Differenz der Geschwindigkeit zu der exakt 40 Inkrementen vorher zu berechnen.

$B(x) = v(x) - v(x + 40)$ (für Bewegungen mit negativer Geschwindigkeit.)

Da aufgrund der zeitlichen Abtastung der Signale nicht an jeder Position die Geschwindigkeit gemessen wird, sollte hier zum Teil der Geschwindigkeitsverlauf interpoliert werden.

Wenn die vorgenannten Messdaten auf diese Weise ausgewertet werden, ergibt sich die Figur 48, wobei dort die Geschwindigkeitsänderungen je Umdrehung angegeben sind.

Auch in Figur 48 erfolgt die Bewegung von rechts nach links. Das Signal ist durch das Rauschen erkennbar aber so schlecht, dass es in dieser Form nicht für den Positionsabgleich verwendbar ist. Mittelwertbildungen verringern das Rauschen, aber sie verschlechtern zugleich die Positionsauflösung.

Auch die Berechnung der Knickposition durch lineare Interpolation der Geschwindigkeiten kann vorgesehen werden.

Betrachtet man die Geschwindigkeit während einer Messung immer an der selben Phasenlage der Motorumdrehung ($\text{Pos} \bmod 40 = \text{const.}$), so ergibt sich ein von der Modulation durch die Motordrehung bereinigtes Signal. Je nach der gewählten Phasenlage zeigt sich hier ein geringfügig anderer Geschwindigkeitsverlauf. Abgesehen von etwas Rauschen unterscheiden sich die Geschwindigkeitsverläufe jedoch nur durch einen Geschwindigkeitsoffset.

In Figur 49 wird dies für zwei Phasenlagen gezeigt. Demnach sind unterschiedliche Geschwindigkeitsprofile bei unterschiedlichen Phasenlagen dargestellt.

Ein nächster Schritt für die Auswertung kann darin bestehen, zu erkennen, ab welcher Motorumdrehung man sich auf der harten Feder befindet. Dies ist mit einer einfachen Grenzwertüberschreitung ($|v_i - v_{i-1}| > C$) möglich. Der Grenzwert C ist dabei von den Eigenschaften des Motors und der Härte der Feder abhängig. Dies ist in Figur 50 mit $V(\text{Pos})$; $U = -45$ gezeigt, wobei sich eine grobe Positionsreferenz aus den Geschwindigkeitsänderungen ergibt.

Damit kann die Knickposition der Lastkennlinie auf ± 40 Inkremente genau gefunden werden.

Eine bessere Positionsangabe kann erhalten werden, wenn man die letzten Geschwindigkeitsmessungen als Stützstellen für Geraden verwendet und deren Schnittpunkt berechnet.

Die Messungen von v_i und v_{i-1} begrenzen das erste Intervall auf der harten Feder (das oben gefundene Positionsintervall). Die Messungen von v_{i-2} und v_{i-3} begrenzen das letzte Intervall vor der harten Feder. Eine Ermittlung der genauen Referenzposition ist in Figur 51 gezeigt.

Die derart ermittelte Position ist für jede einzelne Phasenlage immer noch nicht sehr genau. (Im günstigsten Fall auf 20 Inkremente), aber es ist möglich dieses Verfahren für mehrere Phasenlagen einer Messreihe anzuwenden. Eine einfache Mittelwertbildung aller möglichen so ermittelbaren Positionen reicht jedoch noch nicht aus, um die Genauigkeit deutlich zu verbessern.

Durch Rauschen verursachte Fehler können teilweise erkannt und unterdrückt werden. So kann es passieren, dass der ermittelte Schnittpunkt der zwei Geraden außerhalb des Intervalls $[x_i; x_{i-3}]$ liegt. Ein solcher Fall kann einfach erkannt und das Ergebnis für die Mittelwertbildung unterdrückt werden.

Es hat sich auch gezeigt, dass die Geschwindigkeitsermittlung für Phasenlagen, die auf den Flanken der periodischen Störung sitzen, bedingt durch die Interpolation, sehr großen Schwankungen unterworfen ist. Aus diesem Grund wird daher gleich zu Beginn der Messung darauf geachtet, diese Phasenlagen nicht zu betrachten. Dies geschieht über die Auswertung der Beschleunigung ($\Delta v / \Delta t$). Phasenlagen, die in der ersten Motorumdrehung an eine zu hohe Beschleunigung grenzen, werden nicht weiter betrachtet.

Die Mittelwertbildung aus den so ausgewählten Werten für die Referenzpunktbestimmung erreicht dann die Genauigkeit von ca. 10 bis 12 Inkrementen (oder weniger als 5.5 Inkremente Standardabweichung).

Die Qualität des Verfahrens kann durch Messungen mit unterschiedlichen Startpositionen für die harte Feder getestet werden. Die angegebenen Positionen stimmen dabei nur ungefähr, da sie von Hand eingestellt wurden. Wichtig ist hier die Reproduzierbarkeit der Erkennung der selben Position. Eine derartige Überprüfung der ermittelten Positionen des Referenzpunktes ist in Figur 52 gezeigt.

Abgesehen von zu kleinen (<40) oder zu großen (>55) Motorspannungen ist die Position, bei der der Knick der Kraftkennlinie gefunden wird, unabhängig von der

Motorspannung. Die Streuungen der ermittelten Positionen liegen jeweils in einem Bereich von ± 3 bis ± 5.5 Inkrementen.

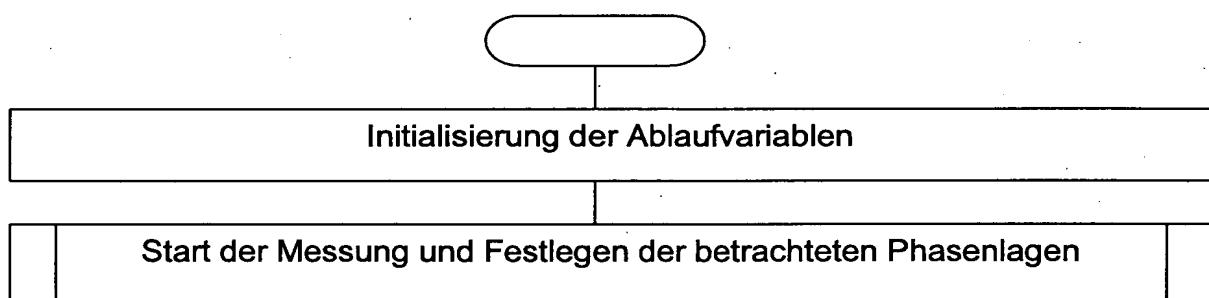
Die einzelnen Messungen dauerten dabei zwischen 3s (für $U = -35$) und 1.6s ($U = -55$). Wenn dabei die Messungen auf den notwendigen Bewegungsbereich eingeschränkt werden, erhält man Zeiten zwischen 1.6s ($U = -35$) und 0.6s ($U = -55$). Möglicherweise lassen sich diese aber noch weiter reduzieren.

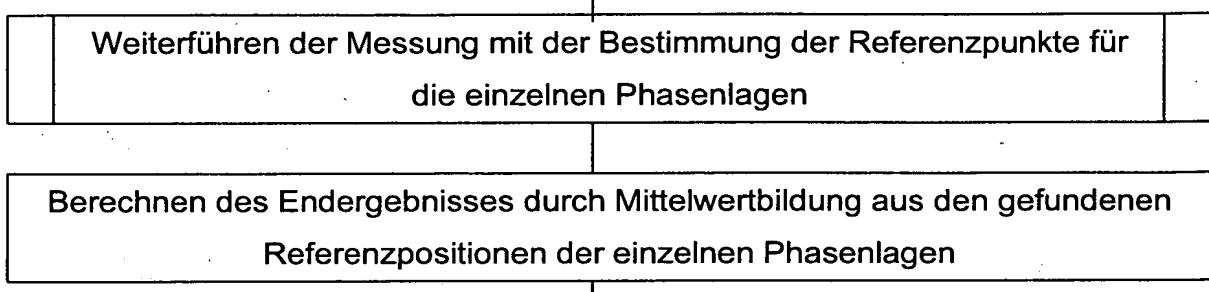
Es ist davon auszugehen, dass die Härte der Feder, deren Startposition gesucht wird, in die Genauigkeit der Positionsbestimmung eingeht. Bei einer härteren Feder kann eine genauere Ermittlung der Referenzposition ermöglicht werden.

Bei den vorbeschriebenen Verfahren kann vorzugsweise der folgende Algorithmus verwendet werden, wobei für jede Phasenlage, bei der die Referenzposition gesucht wird, ein Satz Daten erforderlich ist.

Phasenlage	Zu welcher Phasenlage gehören die Daten
Umdrehung	Zähler für die Motorumdrehungen seit Start der Messung Dient der Positionsbestimmung
Vbuffer	Ein 4 Werte Array, in dem die letzten Geschwindigkeiten gespeichert werden
Position	Die ermittelte Position Dient auch der Ablaufsteuerung

Nachfolgend ist der Ablauf in einer Übersicht dargestellt.





Der Start der Messung und die Festlegung der betrachteten Phasenlagen ist in Figur 53 dargestellt. Ein Ablaufdiagramm für das Bestimmen der Referenzpunkte für die einzelnen Phasenlagen ist in Figur 54 gezeigt.

Nachfolgend wird eine weitere Ausgestaltung der Erfindung beschrieben, bei der das Kupplungsöffnen beim Gangwechsel beschleunigt werden soll.

Bisher bestand das Problem, dass Gangwechsel bei einem automatisierten Schaltgetriebe (ASG) schneller durchgeführt werden soll. Ein Teil dazu trägt das Dynamikverhalten des Kupplungsstellers bei, da der Gang erst herausgenommen werden kann, wenn die Kupplung geöffnet ist. Beim ASG erfolgt der Gangwechsel derart, dass das Kupplungsmoment bis auf 0 Nm entweder rampenförmig oder parabelförmig abgebaut wird. Erst in Kupplungszustand 4 wird die Kupplung ganz auf HUB geöffnet. In der Zeit, in der die Kupplung nur noch wenige Nm überträgt, kann der Gang herausgezogen werden. Es gibt noch weitere Strategien für den Kupplungsmomentenabbau, jedoch zielen sie alle darauf hin, erst das Kupplungsmoment auf 0 Nm abzubauen und dann in Zustand 4 auf HUB zufahren.

Um die Kupplung schneller zu öffnen und den Gang eher herauszunehmen sowie den neuen Gang eher synchronisieren zu können, kann gemäß einer Weiterbildung der Erfindung vorgesehen sein, dass kurz bevor der Gang herausgenommen wird, die Kupplungslageregelung auf eine Steuerung umgeschaltet wird und der Verstellmotor im Kupplungssteller mit max. Spannung betrieben wird. Die

Lageregelung des Kupplungsstellers kann derart operieren, dass bei einer Regelabweichung von ca. < 4 mm begonnen wird, einzuregeln, damit es möglichst keine Überschwinger gibt. Dies führt dazu, dass die Stellerbewegung ab ca. 4 - 5 Nm langsamer wird. Durch Anlegen der max. Spannung an den Elektromotor wird die max. Stellerbewegung erreicht. Ab dem Zeitpunkt, ab dem die Kupplung dann sicher bzw. weit genug geöffnet ist (z.B. ab dem Trennpunkt), kann wieder von der Spannungssteuerung auf die Lageregelung umgeschaltet werden, damit der Weg bis auf die Stellung HUB (in Zust. 4, Neutralgang, wird die Kupplung bis auf HUB geöffnet) erreicht wird. Die Umschaltung auf Lageregelung muss wieder rechtzeitig erfolgen, damit der Steller nicht gegen den Anschlag fährt. Das Synchronisieren des nächsten Ganges beginnt erst, wenn die Kupplungsposition einen bestimmten Wert überschritten hat, damit die Kupplung sicher geöffnet ist. Wenn das Kupplungsöffnen schneller wird, kann man eher den nächsten Gang synchronisieren und daher die Schaltzeit reduzieren. Gerade beim Einsatz von Active Interlock ist es sinnvoll und evtl. sogar erforderlich, die Kupplung mit einer anderen Strategie schneller zu öffnen, da bei Active Interlock noch bei geschlossener Kupplung die Gasse angefahren werden kann und das Schalten dadurch wesentlich schneller durchgeführt wird.

Gemäß einer anderen Weiterbildung der Erfindung kann der gleiche Effekt wie bei der vorgenannten Weiterbildung erreicht werden, wenn anstelle auf eine Spannungssteuerung umzuschalten, die Regelabweichung vergrößert. Man könnte also statt auf HUB zu fahren zunächst den Sollweg noch höher ansetzen, damit die Lageregelung aufgrund der großen Regelabweichung die max. Spannung an den Motor anlegt. Ist die Kupplung dann weit genug geöffnet, nämlich wenn der Bereitschaftspunkt erreicht ist, wird der Sollweg wieder auf HUB gesetzt, so dass der Steller nicht gegen den Anschlag fahren kann und wie gewohnt bei Neutralgang auf HUB eingeregelt werden kann.

Im Rahmen einer weiteren Ausgestaltung kann eine weitere Verbesserung erzielt werden, wenn man bevorzugt zusätzlich eine Vorsteuerung für den Kupplungssteller einsetzt. Man kennt das zeitliche Verhalten des Kupplungsstellers sehr genau. Dadurch kann das Verhalten sehr gut z. B. mit einem PT2-Glied oder dgl. nachgebildet werden. Mit diesem Wissen kann die Kupplung per Sollvorgabe schon öffnen, wenn eigentlich noch Moment übertragen werden soll. Durch die

Stellerverzögerung wird das tatsächliche Istmoment an der Kupplung erst nach ca. 30 ms verändert. So lange braucht der Steller bei Bestromung, bis er sich merklich bewegt. Wird diese Zeit vorgesteuert, kann eine schnellere Reaktion des Kupplungsstellers auf eine gewünschte Sollpositionsanforderung realisiert werden.

Diese vorgeschlagenen Möglichkeiten sind in der Figur 55 zusammen erläutert. Diese Strategien sind insbesondere bei Fahrzeugen mit automatisierten Schaltgetrieben, elektronischem Kupplungsmanagement, unterbrechungsfreien Schaltgetrieben und mit Parallelschaltgetrieben einsetzbar.

Nachfolgend wird eine weitere Ausgestaltung der Erfindung beschrieben, bei der insbesondere Adoptionsstrategien und Nullpunktsabgleiche der Wegmessung zur Korrektur des Übertragungsverhaltens von Kupplungen in Parallelschaltgetriebe (PSG) vorgeschlagen werden.

Es hat sich gezeigt, dass eine Adaption von elektromechanisch betätigten Kupplungen bevorzugt in einem Parallelschaltgetriebe (PSG) erforderlich ist.

Demnach werden Strategien zur Anpassung der Kupplungskennlinien in Parallelschaltgetrieben vorgeschlagen.

Die elektromechanische Kupplungsaktorik, insbesondere bei automatisierten Schaltgetrieben, lässt sich bevorzugt in etwa drei Komponenten aufteilen:

- Kupplungsaktor, beinhaltet eine von der Steuerungssoftware geregelte Antriebseinheit (z.B. Elektromotor + Verschiebeeinheit)
- Kupplungsausrücker, der die Ausrückkraft auf die Tellerfeder der Kupplung überträgt.
- Übertragungssystem, die Verbindungsstrecke zwischen Kupplungsaktor und Kupplungsausrücker (z.B. Hebelmechanismus, mechanische Welle, Hydraulikleitung etc.)

Die Betätigung der Kupplung kann durch Anfahren einer bestimmten Position der Antriebseinheit im Kupplungsaktor erfolgen. Durch das Übertragungssystem wird der

Kupplungsausrücker betätigt und die Kupplung entweder geschlossen, geöffnet oder ein bestimmtes Moment eingestellt. Die Position der Antriebseinheit kann bevorzugt mit Absolutwegsensoren überwacht werden. Die Umrechnung auf ein übertragenes Kupplungsmoment wird in der Steuerungssoftware mittels der Kupplungskennlinie berechnet, in der die Übertragungsfunktion „Moment über Geberzylinderweg“ hinterlegt ist.

Gemäß der vorliegenden Erfindung wird eine Kupplungsadaption und ein Nullpunktsabgleich der Kupplungskennlinie vorgesehen. Da die eigentliche Kupplungsbetätigung sehr weit von der Wegmessung im Kupplungsaktor entfernt ist, müssen neben den Kupplungseigenschaften die Einflüsse des Ausrücksystems durch Adaptionen bzw. Nullpunktseinstellung der Wegmessung berücksichtigt werden. So kann sich z.B. durch Temperaturänderungen das Übertragungsverhalten eines Hebelsystems oder das Volumen einer mit Hydraulikflüssigkeit gefüllten Leitung verändert werden. Bedingt durch diese Änderungen muss in regelmäßigen Abständen eine Nullpunktseinstellung der Wegmessung durchgeführt werden. Diese kann durch Anfahren einer bestimmten, ausgezeichneten Position der Kupplung durchgeführt werden, die vom Kupplungsaktor als solche erkannt werden kann. Dieser Punkt könnte z.B. der Druckpunkt der Tellerfeder sein, bei dem die Ausrückkraft schlagartig ansteigt. Dieser Nullpunktsabgleich kann während der Fahrt mit geschlossener Kupplung und eingelegtem Gang oder während dem Stand bei ausgelegtem Gang durchgeführt werden (Kupplung wird kurzzeitig geschlossen).

Die Kupplungskennlinie kann zusätzlich mittels der Tastpunktadaption angepasst werden. Dabei wird die Kupplungsaktorposition bestimmt, bei der die Kupplung ein minimales Moment zu übertragen beginnt. Diese Adaption kann bei stehendem Fahrzeug (Fußbremse oder Handbremse ist betätigt) mit eingelegtem Gang und/oder Motor im Leerlauf durchgeführt werden. Die Kupplung wird langsam geschlossen bis ein minimales Moment übertragen wird. Der Leerlaufregler der Motorsteuerung reagiert auf das Schließen der Kupplung mit einer Erhöhung des Motormomentes um genau den Betrag des übertragenen Kupplungsmomentes (3 – 4 Nm), so dass die Leerlaufdrehzahl konstant bleibt. Anhand der Reaktion des Motormomentes kann das übertragene Moment der Kupplung, und damit die Position des Tastpunktes bestimmt und adaptiert werden. Es sind auch andere Adaptionen möglich.

Für den Einsatz von elektromechanisch betätigten Kupplungsaktoren in Parallelschaltgetrieben (PSG) können diese Strategien jedoch neu definiert werden.

Ferner werden Kupplungsadaptionen und ein Nullpunktsabgleich im Parallelschaltgetriebe betrachtet.

Im Unterschied zu Einkupplungssystemen steuern bei Doppelkupplungsgtrieben zwei unabhängige Kupplungsaktoren die übertragenen Momente der Kupplungen A und B. Üblicherweise ist eine Kupplung mit dem Teilgetriebe der ungeraden Gänge (1, 3, 5) die andere Kupplung mit dem Teilgetriebe der geraden Gänge verbunden (2, 4, evtl. R). Im Fahrzustand ist die aktive Kupplung A/B geschlossen und überträgt das Motormoment über einen eingelegten Gang des Teilgetriebes auf den Abtrieb. Die andere, passive Kupplung B/A ist entweder offen bei eingelegtem Gang oder geschlossen bei ausgelegtem Gang (Gang N).

Vorzugsweise sind folgende Strategien zur Durchführung des Nullpunktsabgleichs der Wegmessung in Doppelkupplungsgtrieben denkbar:

Wenn das Fahrzeug fährt (aktive Kupplung A/B überträgt Motormoment) kann folgendes vorgesehen sein:

1. Bei ausgelegtem Gang (Gang N) im Teilgetriebe der passiven Kupplung B/A folgt Durchführen des Nullpunktsabgleichs von Kupplung A+B
2. Bei eingelegtem Gang im Teilgetriebe der passiven Kupplung B/A folgt Auslegen des Ganges (Gang N), Durchführen des Nullpunktsabgleichs von Kupplung A+B und Wiedereinlegen des gleichen Ganges.

Wenn das Fahrzeug steht kann folgendes vorgesehen sein:

1. Bei ausgelegten Gängen (Gang N) in den Teilgetrieben der Kupplung A+B folgt Durchführen des Nullpunktsabgleichs der Kupplung A+B
2. Bei ausgelegtem Gang im Teilgetriebe der Kupplung A/B und eingelegtem Gang im Teilgetriebe B/A, folgt Durchführen des Nullpunktsabgleichs der Kupplung A/B und Auslegen des Ganges der Kupplung B/A, Durchführung des Nullpunktsabgleichs sowie Wiedereinlegen des gleichen Ganges.

3. Bei ausgelegtem Gang im Teilgetriebe der Kupplung A/B und eingelegtem Gang im Teilgetriebe B/A folgt Auslegen des Ganges der Kupplung B/A, Durchführen des Nullpunktsabgleichs der Kupplung A+B und Wiedereinlegen des gleichen Ganges
4. Bei eingelegten Gängen in den Teilgetrieben der Kupplung A+B folgt Auslegen des Ganges der Kupplung A/B des Nullpunktsabgleichs der Kupplung A/B und Wiedereinlegen des gleichen Ganges sowie Auslegen des Ganges der Kupplung B/A und Durchführen des Nullpunktsabgleichs der Kupplung B/A sowie Wiedereinlegen des gleichen Ganges
5. Bei eingelegten Gängen in den Teilgetrieben der Kupplung A+B folgt Auslegen der Gänge der Kupplung A+B, Durchführen des Nullpunktsabgleichs der Kupplung A+B und Wiedereinlegen der gleichen Gänge.

Die Durchführung des Nullpunktsabgleichs kann bevorzugt bei gültigen Eintrittsbedingungen in bestimmten Zeitabständen wiederholt werden. Dabei kann die Reihenfolge der Kupplungen A/B der momentanen bzw. zukünftigen Fahrsituation angepasst werden. Hierzu können folgende Strategien beispielsweise vorgeschlagen werden:

Wenn das Fahrzeug fährt (aktive Kupplung A/B überträgt Motormoment) kann vorgesehen werden:

1. Bei einer Fahrt soll immer die Kupplung zuerst adaptiert werden, deren letzter erfolgreicher Nullpunktsabgleich am längsten zurück liegt.

Wenn das Fahrzeug steht kann vorgesehen werden:

1. Bei stehendem Fahrzeug wird immer bei der Kupplung des wahrscheinlichen Ganges der Anfahrt zuerst der Nullpunktsabgleich durchgeführt.
Hintergrund dieser Strategie ist das Faktum, dass das Moment dieser Kupplung den Komfort der nachfolgenden Anfahrt bestimmt.
2. Es werden immer bei beiden Kupplungen der Nullpunktsabgleich gleichzeitig durchgeführt.
Hintergrund dieser Strategie ist das Faktum, dass das Auslegen der Gänge im Stand immer mit störenden Geräuschen verbunden ist. Diese werden

minimiert, wenn beide Gänge gleichzeitig ausgelegt werden und der Nullpunktsabgleich anschließend durchgeführt wird.

Für die Tastpunktadaption, die nur bei stehendem Fahrzeug durchgeführt werden kann, sind vorzugsweise folgende Strategien denkbar:

1. Wenn in beiden Teilgetrieben ein Gang eingelegt ist, kann die Tastpunktadaption nacheinander durchgeführt werden.
2. Wenn im Teilgetriebe der Kupplung A/B ein Gang, und im Teilgetriebe B/A kein Gang eingelegt ist, soll der Gang im Teilgetriebe B/A eingelegt werden und eine Tastpunktadaption für Kupplung A+B durchgeführt werden.
3. Bei einer Tastpunktadaption soll immer die Kupplung zuerst adaptiert werden, deren letzte erfolgreiche Tastpunktadaption am längsten zurück liegt (vorgenannte Strategie unter Pkt.1).
4. Die Tastpunktadaption wird immer bei der Kupplung des wahrscheinlichen Ganges der Anfahrt zuerst durchgeführt (vorgenannte Strategie unter Pkt. 2).

In Figur 56 wird ein Ablaufdiagramm für eine Tastpunktadaption beispielhaft angegeben.

Die vorgenannten Maßnahmen können auch geeignet miteinander kombiniert werden.

Das in der vorgenannten Ausgestaltung der Erfindung beschriebene Verfahren kann bei jedem Getriebe, insbesondere bei automatisierten Schaltgetrieben (ASG), z.B. Parallelschaltgetrieben (PSG), oder bei einem elektronischen Kupplungsmanagement eingesetzt werden.

Nachfolgend wird eine weitere Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung beschrieben, bei der eine Gangwahlstrategie insbesondere bei einem Parallelschaltgetriebe, wie z.B. einem Doppelkupplungsgetriebe, vorgeschlagen wird, um das Auftreten von Schaltgeräuschen bzw. Getriebegeräuschen, wie z. B. das Getrieberasseln, durch das Einkuppeln der nicht angetriebenen Kupplung mit einem vorbestimmten Drehmoment eines gewählten Ganges an der Eingangswelle zu verhindern.

Es hat sich gezeigt, dass das Getrieberasseln bevorzugt bei Motordrehzahlen unterhalb der Drehzahlen bei typischen Fahrzyklen verhindert werden sollte. Das Getrieberasseln wird durch angestoßene Impulse des Motors erzeugt, welche die Eigenfrequenz des Getriebes erreichen.

!!!!!!

Demnach ist das Ziel der vorgeschlagenen Strategie die sogenannten NVH Merkmale eines Fahrzeuges zu verbessern, indem das Vorliegen von Getriebegeräuschen bzw. Schaltgeräuschen bei normalen Fahrbedingungen eliminiert wird. Dies kann durch Erhöhung der effektiven Massenträgheit des Getriebes erreicht werden, sodass die Getriebegeräusch-Erregungsfrequenzen unterhalb der normalen Fahrbereiche des Motors liegen. Es ist zweckmäßig, dass dies durch Einkuppeln der nicht angetriebenen Eingangswellenkupplung (IPSI) erfolgt, während diese im Neutralzustand ist, wodurch die Massenträgheit der zweiten Eingangswelle zu der gesamten Massenträgheit des Getriebes hinzu kommt. Dadurch wird wiederum die Resonanzfrequenz des Getriebes verringert.

Die Vorteile, durch das Einkuppeln der IPSI Kupplung mit der im Neutralzustand befindlichen Welle, können wie folgt zusammengefasst werden:

- höhere Geräuschreduzierung als mit IPSI Kupplung im Neutralzustand und ausgekuppelten Zustand
- Hydrauliknachfüllung kann simultan mit der Geräuschreduzierung erfolgen
- Getriebe wird weniger betätigt als bei eingekuppelter IPSI Welle und offener Kupplung.

Die Vorgehensweise bei dieser Strategie ist sehr einfach. Die Motordrehzahl wird eingelesen, insbesondere durch Verwendung eines Signals, welches schon bei der Getriebesteuerungssoftware verwendet wird, und durch Vergleich der berechneten Eigenfrequenz für den ausgewählten aktiven Gang. Wenn die Motordrehzahl unter den Grenzwert der Erregungsfrequenz fällt, wird die IPSI Kupplung während des Neutralzustandes eingekuppelt. Sobald die Motordrehzahl den Resonanzbereich durchläuft, kann das Getriebe zum vorherigen Zustand zurückkehren, bei dem die

Geräusche unterdrückt werden. Diese vorgesehene Strategie ist in einem Ablaufdiagramm gezeigt, welches in Figur 57 dargestellt ist.

Das Getrieberasseln liegt vor, wenn angestoßene Impulse eines Verbrennungsmotors die Eigenfrequenz eines Getriebes anregt. Dadurch werden Schwingungen in dem Getriebe verursacht, welche eine hohe Amplitude haben und außerhalb der Phasen des Motors und des restlichen Fahrzeuges liegen. Die durch diese Vibrationen erzeugten Geräusche können von den Fahrzeuginsassen eines Fahrzeugs wahrgenommen werden und sind deshalb störend. Infolgedessen müssen Wege gefunden werden, um diese Vibrationen zu verhindern, ohne dabei andere Aspekte des Fahrzeugs, wie z.B. die Leistung und den Kraftstoffverbrauch, zu beeinflussen. Dies kann durch die vorbeschriebene Strategie erreicht werden.

Die Gleichung für die Eigenfrequenz eines Gegenstandes kann durch folgende Gleichung ausgedrückt werden:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{J}} \quad (1g)$$

Aus dieser Gleichung ist ersichtlich, dass es zwei Wege zum Verändern der Eigenfrequenz eines Objektes gibt. Einerseits können die Eigenschaften der Federkonstante verändert werden oder andererseits kann die Massenträgheit des Systems verändert werden. Bei dem System, bei dem es sich um ein Fahrzeugantriebsstrang handelt, können folgende Parameter den größten Einfluss auf die Eigenfrequenz des Getriebes haben: Massenträgheit der Eingangswelle, Massenträgheit der Ausgangswelle, Getriebeübersetzungsverhältnis, Dämpfungsfederkonstante der Kupplung, Federkonstante der Eingangswelle, Federkonstante der Achse und Massenträgheit des Fahrzeuges. Es ist auch möglich, dass noch andere geeignete Parameter verändert werden, um die Eigenfrequenz des Getriebes zu beeinflussen.

Bei der Verwendung dieser Parameter wird versucht die Eigenfrequenz des Fahrzeuges zu verringern, so dass die Motordrehzahl, welche benötigt wird, um das System anzuregen, in einem Bereich liegt, welcher gering genug ist, so dass eine Anregung des Systems unter normalen Fahrbedingungen nicht erreicht wird.

Bedauerlicherweise hängt die Bestimmung der Leistung des Fahrzeuges noch von anderen Aspekten ab, wie z.B. Kraftstoffverbrauch und Beschleunigungsleistung, so dass die Parameter, welche zum Verhindern der Geräusche verwendet werden, dadurch begrenzt werden. Infolgedessen wird bei bekannten Strategien die Verwendung von Kupplungsdämpfungsfedern vorgesehen, um die Federkonstante des Systems zu verringern, wobei ein Zweimassenschwungrad verwendet wird, wodurch die Massenträgheit des Systems erhöht wird. Jedoch bei einem Doppelkupplungsgtriebe steigt die Möglichkeit für die Implementierung einer Zahl von software-kontrollierten Strategien, um aktiv diese unerwünschten Geräusche zu unterdrücken.

Die Unterschiede zwischen einem Parallelschaltgetriebe bzw. einem Doppelkupplungsgtriebe und einem konventionellen Handschaltgetriebe liegen im wesentlichen darin, dass bei dem Parallelschaltgetriebe zwei Kupplungen und zwei Eingangswellen für die Übertragung bzw. für das Getriebe vorgesehen sind. Unter normalen Fahrbedingungen ist eine der Eingangswellen des Fahrzeuges angetrieben (IPSA), während die andere Welle (IPSI) grundsätzlich ausgekuppelt ist, welches unter Fahrbedingungen vorgewählt wird. Beispielsweise kann eine der Eingangswellen die Gänge 1, 3, 5 und den Rückwärtsgang und die andere Welle die Gänge 2 und 4 realisieren.

Diese Kupplungen und die Gangwahl werden durch zwei Kontrollmodule angesteuert. Infolgedessen ist das Einkuppeln und das Auskuppeln der IPSI sowie die Wahl des Ganges an der nicht angetriebenen Welle für den Fahrer nicht ersichtlich. Dadurch ist es möglich, dass die Massenträgheit des Getriebes durch das Einkuppeln und Auskuppeln der Kupplung an der IPSI Welle geeignet eingestellt werden kann.

Grundsätzlich kann die folgende Gleichung verwendet werden, um die Massenträgheit eines üblichen Handschaltgetriebes zu berechnen:

$$J_{transmision} = J_{ips} + \frac{J_{ops}}{R_{trans}^2} \quad (2g)$$

Jedoch durch die Verwendung der Kupplung an der IPSI-Welle, um diese Welle während des Neutralzustandes einzukuppeln, ergibt sich folgende Gleichung:

$$J_{\text{transmission}} = J_{\text{ipsa}} + J_{\text{ipsi}} + \frac{J_{\text{ops}}}{R_{\text{ipsa}}^2} \quad (3g)$$

Folglich kann die Massenträgheit des Antriebes erhöht werden, wodurch die Resonanzfrequenz des Antriebes verringert wird und somit in vorteilhafter Weise außerhalb des normalen Fahrbereiches des Fahrzeuges liegt.

Ein einfaches Dreimassenmodell kann entwickelt werden, um die Effektivität dieser Strategie zu testen. Das Modell kann, wie in Figur 58 dargestellt, ausgebildet sein.

Die Verbindung zwischen dem Motor und dem Getriebe wird durch den Kupplungsdämpfer und durch die Eingangswelle sowie die Verbindung zwischen dem Getriebe und dem Fahrzeug durch die Radhalbwellen dargestellt.

Für das Modell können beispielsweise folgende Werte verwendet werden:

$$J_{\text{motor}} = 0,1743 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

$$J_{\text{ipsi}} = 0,02748 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

$$J_{\text{ipsa}} = 0,02748 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

$$J_{\text{ops}} = 0,008394 \text{ kg}\cdot\text{m}^2 \text{ (Berechnung auch für das Differenzial)}$$

$$J_{\text{vehicle}} = 106,58 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

$$K_{\text{dämpfer Kupplung 1 und 2}} = 7,08 \text{ Nm/}^\circ$$

$$K_{\text{achse}} = 117 \text{ Nm/}^\circ$$

Die folgenden Getriebeübersetzungen können bevorzugt bei der Berechnung der Massenträgheit des Getriebes verwendet werden:

1.: 3,727

2.: 1,96

3.: 1,32

4.: 0,945

5.: 0,756

Bei der Berechnung der Massenträgheit des Getriebes werden die vorgenannten Gleichungen bevorzugt verwendet.

Bei der Analyse des Modells ergibt sich ein Vergleich zwischen der Strategie mit eingekuppelter neutral IPSI-Welle und der bekannten Strategie mit ausgekuppelter IPSI-Welle. Des weiteren wurde betrachtet, wenn die IPSI-Welle ausgekuppelt ist und mit dem kleinsten Gang der Welle in Eingriff steht. Die Ergebnisse sind in Figur 59 dargestellt, wobei die Motordrehzahlen auf einen 4-Zylindermotor mit zwei erzeugten Impulsen pro Takt bezogen sind.

Dort wird ein Vergleich von Schaltstrategien gezeigt. Hieraus ist ersichtlich, dass die Einkupplung der IPSI Kupplung mit keinem eingekuppelten Gang besser als die normale Strategie ist, bei der die Kupplung ausgekuppelt ist und die IPSI-Welle mit keinem Gang in Eingriff steht. Die Strategie, bei der die IPSI-Welle mit einem Gang in Eingriff steht, ist für das Getriebe sehr effektiv hinsichtlich des Verhinderns der Resonanzfrequenz. Dies ist jedoch nicht der Fall bei dem ersten Gang, jedoch überall dort, wo die IPSA-Übersetzung (Übersetzung der aktivierte Welle) höher ist als die IPSI Übersetzung (Übersetzung der nicht-aktivierte Welle). Dies bedeutet, dass die IPSI Massenträgheit reduziert wird, wenn beide Übersetzungen durchlaufen werden.

Nachfolgend wird eine Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung beschrieben, bei der eine weitere Gangwahlstrategie insbesondere bei einem Parallelschaltgetriebe, wie z.B. einem Doppelkupplungsgetriebe, vorgeschlagen wird, um das Auftreten von Schaltgeräuschen bzw. Getriebegeräuschen, wie z. B. das Getrieberasseln, durch das Einkuppeln der nicht angetriebenen Kupplung mit einem vorbestimmten Drehmoment eines gewählten Ganges an der Eingangswelle zu verhindern.

Es hat sich gezeigt, dass das Getrieberasseln bevorzugt bei Motordrehzahlen unterhalb der Drehzahlen bei typischen Fahrzyklen verhindert werden sollte. Das Getrieberasseln wird durch angestoßene Impulse des Motors erzeugt, welche die Eigenfrequenz des Getriebes erreichen.

Demnach ist das Ziel dieser Strategie die sogenannten NVH Merkmale eines Fahrzeuges zu verbessern, indem das Vorliegen von Getriebegeräuschen bzw. Schaltgeräuschen bei normalen Fahrbedingungen eliminiert wird. Dies kann durch Erhöhung der effektiven Massenträgheit des Getriebes erreicht werden, sodass die Getriebegeräusch-Erregungsfrequenzen unterhalb der normalen Fahrbereiche des Motors liegen. Bei dieser Variante kann dies durch Einkuppeln der nicht angetriebenen Eingangswellenkupplung (IPSI) mit einem vorbestimmten Drehmoment ermöglicht werden, während die vorgenannte Welle mit einem Gang in Eingriff ist. Dies ist optimal zum Verhindern von Getriebegeräuschen, da somit die Massenträgheit der zweiten Eingangswelle noch zu der ersten angetriebenen Welle hinzukommt, so dass die gesamte Massenträgheit des Getriebes wesentlich erhöht wird. Dieses wiederum verringert die Eigenfrequenz des Getriebes.

Die Vorteile, durch das Einkuppeln der Kupplung mit der nicht angetriebenen Welle (IPSI), welche mit einem Gang in Eingriff steht, können wie folgt zusammengefasst werden:

- verbesserte Getriebegeräusch-Reduzierung im 1. Gang verglichen mit anderen Strategien
- Möglichkeit zur simultanen Durchführung der Tastpunktadaption
- Möglichkeit simultan einen niedrigen Kupplungskraftverlauf zu erzeugen.

Die Vorgehensweise auch bei dieser alternativen Strategie ist sehr einfach. Die Motordrehzahl wird eingelesen, insbesondere durch Verwendung eines Signals, welches schon bei der Getriebesteuerungssoftware verwendet wird, und durch Vergleich der berechneten Eigenfrequenz für den ausgewählten aktiven Gang. Wenn die Motordrehzahl unter den Grenzwert der Erregungsfrequenz fällt, wird die IPSI in einen Gang eingekuppelt, wodurch in optimaler Weise die Massenträgheit des Getriebes erhöht wird, wobei die IPSI Kupplung bei einem vorbestimmten Drehmoment eingekuppelt wird, welches abhängig ist, von dem gewünschten Level an Geräuschverhinderung. Der optimale Gang kann aus einer Tabelle in der Software bestimmt werden. Wenn die Motordrehzahl den Resonanzbereich durchlaufen hat, kann das Getriebe in den Zustand zurückkehren, welcher vor der

Geräuschunterdrückung vorlag. Diese Strategie ist in einem Ablaufdiagramm in Figur 60 dargestellt.

Die bei der vorgenannten Schaltwahlstrategie verwendeten Gleichungen 1g und 2g können bei dieser Schaltwahlstrategie herangezogen werden. Ebenso die Bedingungen, unter denen sich die Geräusch-Erregungsfrequenzen beeinflussen lassen, sind auch hier anwendbar.

Jedoch wird bei dieser Variante die IPSI Kupplung eingekuppelt und die Welle mit einem Gang in Eingriff gebracht, sodass sich folgende Gleichung ergibt:

$$J_T = \frac{1}{M_T} \cdot \left[M_{IPSA} \cdot \left(J_{IPSA} + \frac{J_{OPS} + J_{IPSI} \cdot GR_{IPSI}^2}{GR_{IPSA}^2} \right) + M_{IPSI} \cdot \left(J_{IPSI} + \frac{J_{OPS} + J_{IPSA} \cdot GR_{IPSA}^2}{GR_{IPSI}^2} \right) \right] \quad (4g)$$

Durch Vergleich der beiden Gleichungen 2g und 4g ist zu erkennen, dass das Einkuppeln der IPSI Kupplung mit der Welle, welche mit einem Gang in Eingriff steht, die Getrieberasselunterdrückung optimiert, da die Möglichkeit besteht, die Massenträgheit des Getriebes zu erhöhen und dadurch die Resonanzfrequenz des Getriebes zu verringern.

Auch bei dieser Gangwahlstrategie kann das Dreimassenmodell, welches in Figur 58 dargestellt ist, verwendet werden, um die Effektivität des Eingreifens der Kupplung an der IPSI Welle, welche mit einem Gang in Eingriff steht, zu testen. Dieses Modell wurde auch schon bei der vorher beschriebenen Ausgestaltung beschrieben, so dass eine weitere Beschreibung nicht erforderlich ist.

Bei der Analyse des Modells ergibt sich ein Vergleich zwischen der bekannten Strategie mit ausgekuppelter IPSI-Welle und der Strategie mit ausgekuppelter IPSI-Kupplung, während die Welle mit einem Gang in Eingriff steht, wobei die IPSI-Kupplung mit etwa 4 und 10Nm mit der Welle eingekuppelt wird. Bei sämtlichen Beispielen, bei denen die IPSI-Welle mit einem Gang in Eingriff steht, wurde die höchst mögliche Getriebemassenträgheit gewählt. Die Ergebnisse sind in Figur 59 dargestellt, wobei die Motordrehzahlen auf einen 4-Zylindermotor mit zwei erzeugten Impulsen pro Takt bezogen sind.

Figur 61 zeigt einen Vergleich der Schaltstrategien. Aus dieser Figur ist ersichtlich, dass ein wesentlicher Vorteil durch das Einkuppeln der IPSI Kupplung mit einem eingreifenden Gang hinsichtlich der Verhinderung des Getrieberasselns bei dem ersten Gang vorliegt, wo beide konventionellen Getriebestrategien übertroffen werden, bei denen die IPSI Kupplung im Neutralzustand von der nicht mit einem Gang in Eingriff stehenden Welle ausgekuppelt ist. Jedoch ist die vorgeschlagene Strategie nicht ganz so effektiv bei den Gängen 2 bis 5. Dort kann durch die Auskupplung der IPSI Kupplung eine leichte Verbesserung hinsichtlich der Geräuschunterdrückung ermöglicht werden.

Bei der vorliegenden Strategie können auch beide Kupplungen der beiden Wellen jeweils mit einem Gang in Eingriff stehen, insbesondere um die Eigenfrequenzen des Getriebes zu beeinflussen.

Nachfolgend wird eine weitere Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung beschrieben, bei der Schaltstrategien angegeben werden, um insbesondere hohe Kupplungstemperaturen zu vermeiden, wobei diese Strategien bevorzugt bei Parallelschaltgetrieben (PSG) bzw. Doppelkupplungsgetrieben eingesetzt werden, um die Komponenten der Kupplungen zu kühlen.

Es hat sich gezeigt, dass durch eine Reduzierung der Wärmeentwicklung an einer Kupplung und an dem dazu gehörigen Kupplungssystem thermische Beschädigungen der Kupplung, insbesondere der Reibungsoberflächen, vermieden werden.

Während der Drehmomentübertragung bei einem Trockenkupplungssystem wird eine bestimmte Energiemenge von der Kupplung in Form von thermischer Energie aufgenommen. Diese thermische Energie kann hohe Kupplungstemperaturen verursachen, welche die Funktionalität der Komponenten begrenzt oder einen permanenten Schaden an der Kupplung verursacht; insbesondere bei Überschreiten der maximalen Temperaturen an der Reibungsoberfläche von 350 bis 380 ° Celsius. Gegenwärtig werden Strategien bei automatisierten Schaltgetrieben (ASG) verwendet, um auf diese Situationen bei hohen Temperaturen zu reagieren. Bei

diesen Strategien wird für die Kupplung ein Ventilator verwendet. Dadurch wird eine Konvektion erzeugt, so dass eine heiße Kupplungsscheibe und die Kupplung selbst heruntergekühlt werden kann. Bei einem Doppelkupplungsgetriebe (DSG) sind mehrere Optionen verfügbar, um auf diese Hochtemperatursituationen zu reagieren und eine geeignete Abkühlstrategie zu implementieren.

In Figur 62 ist schematisch ein Doppelkupplungssystem dargestellt, welches zwei Kupplungsscheiben aufweist, welche jeweils eine eigene Antriebseingangswelle haben. Bei diesem bekannten Getriebe kann die erste Eingangswelle die Gänge 1, 3 und 5 realisieren. Die zweite Eingangswelle kann die Gänge 2, 4 und 6 realisieren. Bei normalen Fahrbedingungen überträgt eine der Kupplungen das zu übertragene Moment (aktive Kupplung), während die andere Kupplung nicht aktiviert ist. In Folge dieser Anordnung sind zusätzliche Strategien erforderlich, um die Kupplungen in Hochtemperatursituationen abzukühlen.

Gemäß der vorliegenden Erfindung werden temperaturabhängige Strategien, insbesondere für Parallelschaltgetriebe (PSG), entwickelt.

Eine erste mögliche Strategie kann vorsehen, dass an der aktiven Kupplung, welche das Drehmoment überträgt, gegenüberliegenden Eingangswelle ein minimaler Gang eingekuppelt wird und die inaktive Kupplung geöffnet wird, so dass die offene Kupplung drehen kann, solange sie nicht aktiviert ist, wodurch diese abkühlen kann.

Diese Strategie kann bevorzugt eingesetzt werden, wenn sich das Fahrzeug mit einer konstanten Geschwindigkeit bewegt und z.B. die Kupplung 1 eingekuppelt ist, da dann u. U. die Temperatur an der zweiten Kupplung 2 zu hoch sein kann.

Eine zweite Strategie kann vorsehen, dass Gänge an nur einer Eingangswelle geschaltet werden, um zu vermeiden, dass die Eingangswelle mit der heißen Kupplung in Verbindung kommt. Dadurch wird zusätzliche Wärme eliminiert, welche an der heißen Kupplung entsteht.

Diese Strategie kann bevorzugt während Hochschaltungen oder Rückschaltungen und bei Vorliegen von zu hoher Kupplungstemperatur eingesetzt werden.

Des weiteren wird eine dritte Strategie vorgeschlagen, bei der der erste Gang oder der zweite Gang in Abhängigkeit von zu hohen Kupplungstemperaturen verwendet wird. Diese Strategie kann insbesondere bei startenden Fahrzeugen und bei zu hohen Kupplungstemperaturen eingesetzt werden.

Ferner wird eine vierte Strategie vorgesehen, welche einen Wechsel der Schaltstrategien bei den Kupplungen vorsieht. Dies kann zum Ziel haben, schnelle Momentenrampen bei den beiden Kupplungen vorzusehen, um die Schaltzeit zu reduzieren. Darüber hinaus kann das Motormoment auf schnellere Weise angesteuert werden. Folglich wird der Fahrkomfort reduziert, jedoch wird die thermische Energie an den Kupplungen verringert. Diese Strategie kann bei jedem Moment während des Fahrzyklus eingesetzt werden.

Ferner wird eine fünfte Strategie vorgeschlagen, bei der anstatt der Schaltstrategie eines Parallelschaltgetriebes mit zwei parallel aktivierbaren Kupplungen eine Strategie eines automatisierten Schaltgetriebe (ASG) mit Momentenunterbrechung während der Schaltungen verwendet wird. Das Fahrzeug kann bewegt werden, als wenn es nur eine Kupplung hat. Diese Strategie kann bei jedem Moment während des Fahrzyklus eingesetzt werden.

Des weiteren wird eine sechste Strategie vorgesehen, welche es während des Anfahrens ermöglicht, Drehmoment durch beide Kupplungen parallel zu übertragen. Dadurch wird die thermische Belastung zwischen beiden Kupplungen aufgeteilt, wodurch die anfallende thermische Energie reduziert wird. Die verfügbare Zeit in der das Fahrzeug in einem stationären Zustand hinsichtlich des Gradienten gehalten wird, kann in vorteilhafter Weise erhöht werden. Diese Strategie kann insbesondere bei mehrfach Anfahrvorgängen des Fahrzeuges an einer Steigung verwendet werden. Ferner kann diese Strategie auch vorgesehen werden, wenn der Fahrer die Fahrzeugposition durch Schlupf an der Kupplung und durch das aufgebrachte Moment durch Drücken des Gaspedals bei einem Wert halten will.

Nachfolgend wird eine weitere Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung beschrieben, welche eine Unterstützung der Synchronisation während der Vorwahl einer Kupplung vorsieht, insbesondere bei einem Parallelschaltgetriebe (PSG).

Die vorgeschlagene Strategie sieht vor, dass während eines Gangwechsels bevorzugt in einen niedrigeren Gang an der nicht aktivierte Eingangswelle (IPS) eines Parallelschaltgetriebes die Kupplung dieser nicht aktivierte Eingangswelle verwendet wird, um die Differenzdrehzahl für Synchronisation zu verringern.

Wenn sich ein Parallelschaltgetriebe in einem Gang mit konstantem Zustand befindet, kann der eingekuppelte Gang bei der nicht aktivierte Eingangswelle (IPS) geschaltet werden. Dieser zusätzliche Gangwechsel kann mit einem automatisierten Schaltgetriebe (ASG) verglichen werden. Die zusätzlichen Gangwechsel können, verglichen mit einem automatisierten Schaltgetriebe, einen erhöheren Verschleiß der Synchronisation bewirken.

Dieser Verschleiß kann durch Verwendung der Kupplung der nicht aktivierte Eingangswelle IPS in vorteilhafter Weise reduziert werden, wenn die Motordrehzahl zwischen der Drehzahl vor und nach der Vorwahl des Gangwechsels liegt. Dazu wird die Kupplung während der Neutralphase bei der Vorwahl geschlossen. Mit der Drehzahl der nicht aktivierte Eingangswelle wird die Motordrehzahl erhöht. Dabei sollte vorausgesetzt werden, dass ein Parallelschaltgetriebe mit zwei IPS Wellen und zwei Kupplungen vorgesehen ist, wobei jeweils eine Kupplung für jede IPS Welle vorgesehen ist. In Figur 63 ist ein Ablaufdiagramm dieser erfindungsgemäßen Strategie gezeigt.

Eine Simulation ohne die Verwendung der Kupplung für die Synchronisation des vorgewählten Ganges ist in Figur 64 dargestellt. Bei dieser Synchronisierung liegt die Synchrodrehzahl ca. bei 1250 U/m.

Eine Simulation mit der Verwendung der Kupplung für die Synchronisation des vorgewählten Ganges ist in Figur 65 dargestellt. Bei dieser Synchronisierung liegt die Synchrodrehzahl bei ca. 500 U/m, wodurch die Synchrodrehzahl, verglichen mit der vorgenannten Synchronisation, um mehr als die Hälfte reduziert wird.

Bei den beiden in den Figuren 64 und 65 dargestellten Simulationen sind NEng_y die Motordrehzahl, NIps_i1y/i2y Drehzahl der IPS Welle 1/2, TrqCIAct_i1m das aktuelle Kupplungsmoment der IPS 1 Welle, cg_so_drvdelay der Zielgang zum Fahren, gc_bo_act_i1m/i2m der aktuelle Gang eingekuppelt bei der IPS Welle 1/2.

Durch die Verringerung des Verschleißes bei der Synchronisierung während der Vorwahl bei Hochschaltungen kann eine Abschätzung der Drehzahl der IPS Welle während der Neutralphase vorgesehen werden. Die Drehzahlführung kann dann entsprechend moduliert werden. Bei dem Modell besteht eine Abhängigkeit von Faktoren, wie z.B. der Reibung (d.h. Einfluss der Temperatur) oder dem Alter des Getriebes. Bei der Verwendung eines Drehzahlsensors an der Eingangswelle können diese Faktoren geeignet berücksichtigt werden. Es ist auch möglich noch andere Modifikationen bei der vorgestellten Strategie vorzusehen, um das erfindungsgemäße Verfahren weiter zu verbessern.

Nachfolgend wird eine weitere Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung beschrieben, welche eine Strategie zum Wählen des Ganges an einer nicht aktivierten Eingangswelle bei Doppelkupplungsgetrieben in Fahrzeugen angibt.

Bei Doppelkupplungsgetrieben sind zur selben Zeit zwei eingekuppelte Gänge vorgesehen, welche an jeweils mit einer Eingangswelle in Eingriff stehen. Jedoch wird gleichzeitig nur eine Welle zur Momentenübertragung bei dem Antriebsstrang verwendet (ausgenommen während der Momentenübergabe beim Schalten der Gänge). Dabei wird ausgewählt, welche Gänge an der nicht aktivierten Eingangswelle eingekuppelt werden. Dies kann in Abhängigkeit von verschiedenen Parametern, wie z.B. der Fahrzeuggeschwindigkeit, der Gaspedalposition, der Motordrehzahl oder dgl. vorgesehen werden. Es besteht auch die Möglichkeit, dass noch andere Parameter berücksichtigt werden.

Nachfolgend werden Voraussetzungen genannt, welche die Gangvorwahlfunktionalität begrenzen können:

Insbesondere bei einer normalen Fahrsituation sollte immer ein höherer Gang vorgewählt werden. Bei Rückschaltungen ist die Zeit für das Erhöhen der Motordrehzahl auf eine geeignete Drehzahl länger als die Schaltzeit bei dem Getriebe.

Des weiteren ist zu betrachten, dass bei einem Kick down keine Probleme bezüglich der ansteigenden Zeit für die Motordrehzahl auftreten, da diese immer länger ist, als die Schaltzeit. Demzufolge ist eine spezielle Behandlung eines Kick-downs bei einer Gangvorwahl nicht erforderlich.

Des weiteren ist eine Bergan- und eine Bergabfahrt-Detektion bei normalen automatisierten Schaltgetrieben (ASG) auch bei einer Gangvorwahl verfügbar.

Wenn eine Berabfahrt und eine Motorabbremsung (Nachlauf), insbesondere bei negativem Antriebsmoment, vorliegt, ist keine Zeiterwartung möglich und deshalb kann eine Gangvorwahl bei einem Kick-down nicht verwendet werden.

Demnach kann folgende Grundstrategie der Strategie vorgeschlagen werden, bei der in der ersten Version nur der nächste Gang über dem aktiven Gang ausgewählt wird. Dabei ergibt sich folgende Tabelle:

Aktivierter Gang	Vorwahl	Beschreibung
Rückwärtsgang	Neutral	Immer
Neutral	Neutral	Immer
Erster	Zweiter	Immer
Zweiter	Dritter	Immer
Dritter	Vierter	Immer
Vierter	Fünfter	Immer
Fünfter	Vierter	Immer

Bei einer zweiten Version handelt es sich um eine weiter verbesserte Grundversion der Strategie, wobei eine erste Verbesserung dadurch erzielt werden kann, dass eine

Betrachtung der Fahrzeuggeschwindigkeit implementiert wird. Daraus ergibt sich die folgende Tabelle:

Aktivierter Gang	Vorwahl	Beschreibung
Rückwärtsgang	Neutral	immer
Neutral	Neutral	immer (Ganglevel in Neutral)
Erster	Neutral	Fahrzeug stationär oder Geschwindigkeit $< X1A$
Erster	Zweiter	Fahrzeuggeschwindigkeit $> X1B$
Zweiter	Erster	Fahrzeuggeschwindigkeit $< X2A$
Zweiter	Dritter	Fahrzeuggeschwindigkeit $> X2B$
Dritter	Zweiter	Fahrzeuggeschwindigkeit $< X3A$
Dritter	Vierter	Fahrzeuggeschwindigkeit $> X3B$
Vierter	Dritter	Fahrzeuggeschwindigkeit $< X4A$
Vierter	Fünfter	Fahrzeuggeschwindigkeit $> X4B$
Fünfter	Vierter	immer

In diesem Fall kann der Wert xnA und der Wert xnB zum Bestimmen der besten Gangvorwahl kalibriert werden und einige Hysteresen als Drehzahlgrenzen aufweisen. Für einen sicheren Betrieb sollte die Gangvorwahl den Neutralzustand wählen, wenn das Fahrzeug steht. Dadurch werden gefährliche Situationen vermieden, wenn eine Kupplung (d.h. bei vorgewähltem Gang) falsch reagiert und eine nichtgewollte Einkupplung vollzieht. Das kann ebenso vorgesehen werden, wenn die Kupplung zu heiß ist und gekühlt werden muss. Das Abkühlen der Kupplung kann besser erfolgen, wenn die Kupplung sich dreht. Bei einem elektronischen Schaltgetriebe mit Gangvorwahl sollte in dem Neutralzustand die Batterieladung ermöglicht werden.

Nachfolgend wird eine weiter verbesserte Grundversion der Strategie vorgeschlagen, bei der als Verbesserung Anfahrvorgänge im zweiten Gang ermöglicht werden, bei denen der Neutralzustand an der anderen Welle vorgewählt ist. Für diese verbesserte Version ergibt sich folgende Tabelle:

Aktivierter Gang	Vorwahl	Beschreibung
Rückwärtsgang	Neutral	immer
Neutral	Neutral	immer (Schaltniveau im Neutral)
Erster	Neutral	Fahrzeug stationär oder Geschwindigkeit < X1A
Erster	Zweiter	Fahrzeuggeschwindigkeit > X1B
Zweiter	Neutral	Fahrzeug stationär oder Geschwindigkeit < X1A
Zweiter	Erster	Fahrzeuggeschwindigkeit < X2A
Zweiter	Dritter	Fahrzeuggeschwindigkeit > X2B
Dritter	Zweiter	Fahrzeuggeschwindigkeit < X3A
Dritter	Vierter	Fahrzeuggeschwindigkeit > X3B
Vierter	Dritter	Fahrzeuggeschwindigkeit < X4A
Vierter	Fünfter	Fahrzeuggeschwindigkeit > X4B
Fünfter	Vierter	immer

Dabei kann vorgesehen sein, dass die Fahrzeuggeschwindigkeit eine vorbestimmte Geschwindigkeit ist, so dass eine vorbestimmte Fahrzeugbeschleunigung sichergestellt wird.

Weitere Verbesserungen können vorgesehen werden. Beispielsweise kann zum Verhindern von oszillierenden Gangschaltungen bei schnellen Geschwindigkeitswechseln vorgesehen sein, dass ein Zeitzähler verwendet wird, welcher die Zeit zum Wechseln der Gangvorwahl zählt, bevor die Vorwahl verwendet wird.

Ferner kann zum Handling eines Tip-in (Kick down) vorgesehen werden, die Beschleunigungsposition bzw. Bewegung zu betrachten und eine geeignete Tip-in Gangvorwahl auszuwählen, bevor die Schaltabbildung denselben Tip-in erkennt.

Des weiteren kann bei einer Vollbremsung (Panikbremsung) zum Vermeiden möglicher Probleme bei der Vollbremsung vorgesehen werden, dass in dieser Situation als Gangvorwahl der Neutralzustand gewählt wird.

Ferner kann bei Fahrmodusabweichungen vorgesehen werden, dass die Fahrzeuggeschwindigkeiten und die Hystereseabweichungen in Abhängigkeit von dem Fahrmodus (Normal, Sport oder Winterprogramm oder dgl.) geeignet kalibriert werden.

Bei starken Belastungen oder Bergauffahrten kann für eine bestmögliche Gangvorwahl bezüglich des Antriebsmomentes vorgesehen werden, dass das Antriebsmoment (aktives Kupplungsmoment) bei der Beurteilung, wann die Gangvorwahl bestimmt wird, verwendet wird.

Ferner kann insbesondere bei einer Freischaukelfunktion, nämlich das Freischaukeln des Fahrzeuges vorwärts und rückwärts zum Herauskommen aus einem Graben, vorgesehen werden, dass z.B. bei dem Winterprogramm oder dgl. der zweite Gang und der Rückwärtsgang vorgegeben wird, um die Freischaukelfunktion durchzuführen. Auf diese Weise kann bei dem Antriebsstrang zwischen dem Rückwärtsgang und dem zweiten Gang zum Freischaukeln bzw. Freischwingen umgeschaltet werden, so dass das Fahrzeug aus dem Hindernis, z.B. aus einem Graben, entfernt werden kann.

Des weiteren kann vorgesehen werden, dass die Fahrzeugbeschleunigung in eine Übersicht bzw. in einen Speicher aufgenommen wird, so dass, wenn die Fahrzeuggeschwindigkeit durch Bremsen oder Beschleunigung rapide verändert wird, dies bei der Gangvorwahl aufgezeichnet bzw. berücksichtigt wird. Dies kann z.B. realisiert werden, wenn die Fahrzeuggeschwindigkeit, welche für die Entscheidung der Gangvorwahl verwendet wird, eine vorbestimmte geschätzte Geschwindigkeit, basierend auf der gemessenen Beschleunigung, ist. In diesem Fall ist es ebenso möglich, Gangvorwähländerungen schneller zu erkennen.

Ferner ist es auch möglich, bei Bergauffahrten und bei Fahrzeuggeschwindigkeiten, die unter einen bestimmten Grenzwert liegen, einen niedrigeren Gang vorzuwählen.

Es ist auch möglich, andere Veränderungen vorzunehmen, um die erfindungsgemäße Strategie weiter zu verbessern.

Insbesondere bei elektronischen Schaltgetrieben kann es vorgesehen sein, dass die Gangvorwahl bei Parallelschaltgetrieben aufgehoben wird. Ferner können verwendete Merkmale für ein elektronisches Schaltgetriebe derart implementiert werden, wenn die Verwendung auch für ein Parallelschaltgetriebe vorteilhaft ist. Beispielsweise kann bei dem elektronischen Schaltgetriebe der Neutralzustand an der nicht aktiven Welle im Stillstand gewählt werden, um die Batterie aufzuladen.

Nachfolgend wird eine weitere Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung beschrieben, welche eine Berganfahrhilfe bevorzugt durch Kriechmomentaktivierung beim Lösen der Bremse vorsieht.

Automatische Schaltgetriebe (ASG) und Parallelschaltgetriebe (PSG) sind automatische Getriebe, welche vom Fahrer ähnlich zu bedienen sind, wie auch konventionelle Wandlerautomaten-Getriebe. Es hat sich jedoch gezeigt, dass es bei den vorgenannten Getriebetypen vorkommen kann, dass das Fahrzeug beim Anfahren an einem Berg zurückrollen kann. Dies kann daran liegen, dass das Kriechmoment der Kupplung erst dann aufgebaut wird, wenn der Fahrer die Bremse gelöst hat.

Demnach kann durch einen früheren Kriechmomentenaufbau das Zurückrollen insbesondere bei Berganfahrten verhindert bzw. erheblich verringert werden. Dazu kann vorgesehen sein, dass sowohl bei einem ASG- als auch bei einem PSG-System zum Beispiel an Hand des Bremsdruckes erkannt werden kann, dass die von dem Fahrer angeforderte Bremskraft absinkt. Beispielsweise bei Unterschreiten einer definierten Schwelle kann das Kriechmoment aufgebaut werden. Dazu können verschiedene Möglichkeiten vorgesehen werden:

- 1) Wenn der Bremsdruck von oben kommend eine definierte Schwelle unterschreitet, kann die normale Kriechstrategie aktiviert werden.

- 2) Wenn der Bremsdruck von oben kommend eine definierte Schwelle unterschreitet, kann in funktionaler Abhängigkeit bevorzugt vom Bremsdruck ein Kriechmoment an der Kupplung aufgebaut werden. Beispielsweise kann mit abnehmendem Bremsdruck ein stetig steigendes Kriechmoment aufgebaut werden, bis das maximale zulässige Kriechmoment an der Kupplung anliegt.
- 3) Bei dem Aufbau des Kriechmomentes können verschiedene funktionale Abhängigkeit berücksichtigt werden. Beispielsweise kann das Kriechmoment stetig linear, progressiv, degressiv oder auch stufenweise mit abnehmendem Bremsdruck erhöht werden.

Da nach der Aktivierung des Kriechmomentes das Fahrzeug sich schon in Bewegung setzen kann, wenn der Fahrer noch auf dem Bremspedal steht, kann eine Korrelation mit dem sinkenden Bremsdruck besonders vorteilhaft sein. Wenn das Fahrzeug an einer Steigung vom Fahrer mit der Bremse gehalten wird, kann davon ausgegangen werden, dass die Bremsdruckschwelle überschritten worden ist. Somit kann bereits beim Lösen der Bremse das Kriechen als Anfahrhilfe aktiviert werden. Es sind auch andere mögliche Abhängigkeiten bei der Berücksichtigung des Aufbaus des Kriechmomentes denkbar.

Bei dem Aufbau des Kriechmomentes sollte jedoch berücksichtigt werden, dass das Kriechmoment nicht generell bei niedrigen Bremsdrücken aktiviert wird, denn sonst könnte sich das Fahrzeug auch bei leichter Bremsbetätigung beispielsweise in der Ebene, nicht anhalten lassen. Ferner wird durch ein Dauerkriechen gegen die Bremse der Energieeintrag in die Kupplung erhöht. Folglich kann sich auch der Kraftstoffverbrauch im Leerlauf erhöhen und eventuell können störende Vibrationen im Fahrzeug auftreten. Ferner kann vorgesehen sein, dass die bekannte Strategie zur Tastpunkttermittlung, welche auf niedrigem Momentenniveau arbeitet, bevorzugt mit der erfindungsgemäßen Kriechstrategie kombiniert werden kann.

Die vorgestellte Kriechstrategie wird an Hand eines Ablaufdiagrammes in Figur 66 dargestellt.

Ferner wird in Figur 67 ein möglicher funktionaler Zusammenhang zwischen dem Bremsdruck und dem Kriechmoment bezüglich eines Schwellenwertes gezeigt. In Figur 68 wird ein sprungartiger Kriechmomentenaufbau bei Unterschreiten der Bremsdruckschwelle gezeigt. Schließlich wird in Figur 69 ein Verlauf des Kriechmomentes über den Bremsdruck dargestellt, wobei beim Schließen ein geringes Kriechmoment und bei dem Öffnen der Bremse ein erhöhtes Kriechmoment vorgesehen ist.

Es ist noch anzumerken, dass die in den Figuren 67 bis 69 gezeigten Zusammenhänge nur gelten, wenn die Bremsdruckschwelle überschritten worden ist. Andernfalls gelten auch die punktierten Linien, welche das Schließen der Bremse zeigen, für das Öffnen der Bremse.

Demnach wird eine Berganfahrhilfe vorgeschlagen, bei der ein Kriechmomentenaufbau in Abhängigkeit des Bremsdruckes bzw. einer Bremsdruckschwelle vorgesehen wird. Diese Berganfahrhilfe kann selbstverständlich auch in anderen Fahrsituationen verwendet und bevorzugt bei automatisierten Schaltgetrieben (ASG) und bei Parallelschaltgetrieben (PSG) eingesetzt werden.

Nachfolgend wird eine weitere Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung beschrieben, welche eine Schaltstrategie, insbesondere für Parallelschaltgetriebe bei Zughochschaltungen mit falsch vorgewähltem Zielgang, vorschlägt.

Es hat sich gezeigt, dass es insbesondere bei Parallelschaltgetrieben vorkommen kann, dass bei Beginn der Schaltung der falsche Gang auf der Zielwelle eingelegt worden ist. Für eine erfolgreiche Überschneidungsschaltung muß dann der Zielgang zunächst gewechselt werden. Insbesondere bei Zugrückschaltungen kann man diese Zeit nutzen, um den Motor auf die Zieldrehzahl zu beschleunigen. Bei Hochschaltungen wird das Fahrzeug so lange weiter beschleunigt, bis der Zielgang eingelegt ist. Insbesondere bei manueller Auslösung durch den Fahrer kann es dabei zu Komforteinbußen kommen.

Demnach wird bei der erfindungsgemäßen Schaltstrategie vorgeschlagen, dass durch Verringerung des Motormoments bevorzugt zu Beginn der Zughochschaltung

der Fahrer den Eindruck gewinnen kann, als würde bereits eine Schaltung durchgeführt werden. Dazu kann das Moment des Motors vorzugsweise maximal abgesenkt werden, sodass der Fahrer die Beschleunigung erfährt, die er mit seinem Fahrerwunschmoment im Zielgang hätte. Der einzige Unterschied dabei liegt für den Fahrer darin, dass die Synchronisierung der Motordrehzahl auf den Zielgang später als bei einer Schaltung mit richtig vgewähltem Zielgang erfolgt.

Ein besonderer Vorteil dieser Strategie liegt darin, dass das Fahrzeug in der ersten Phase nicht mehr voll beschleunigt wird, und gerade bei Vollastschaltungen die Gefahr, in den Bereich des Drehzahlbegrenzers des Verbrennungsmotors zu gelangen, verringert wird.

Für das maximal abgesenkten Motormoment kann folgende Gleichung gelten:

$$M_{Red} = M_{FW} \left(1 - \frac{i_{alt} - i_{neu}}{i_{alt}} \right)$$

Die Absenkung des Abtriebsmoments auf das Zielgangniveau kann beispielsweise durch den Komfort bestimmt werden. Wenn das Einlegen des Zielganges länger als das Herunterfahren des Motors auf M_{Red} dauert, kann das Zielmoment M_{Red} so lange gehalten werden, bis der Zielgang eingelegt ist. Wenn die Phase kürzer ist, kann direkt (vor dem Erreichen von M_{Red}) zum Überschneiden übergegangen werden. In diesem Fall kann allerdings durch die maximale Verfahrgeschwindigkeit der Kupplungen eine Beschränkung vorliegen.

In Figur 70 sind Momenten- und Drehzahlverläufe bei einer Zughoch-Schaltung mit Einlegen des Zielgangs in der ersten Phase schematisch dargestellt. In Figur 71 ist ein Ablaufdiagramm für die hier vorgestellte Schaltstrategie gezeigt, wobei die erste Phase der Schaltung, also das Einlegen des Zielganges, berücksichtigt ist. In Figur 72 ist auch ein Ablaufdiagramm der erfindungsgemäßen Schaltstrategie dargestellt, wobei die zweite Phase der Schaltung, also die Überschneidung, berücksichtigt ist.

Die erfindungsgemäße hier vorgestellte Schaltstrategie kann insbesondere bei unterbrechungsfreien Schaltgetrieben (USG) und insbesondere bei Parallelschaltgetrieben eingesetzt werden.

Nachfolgend wird eine weitere Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung beschrieben, welche Überschneidungsschaltungen mit einer Schlupfregelung über die Kupplungen vorsieht.

Bei möglichen Strategien für die Überschneidungsschaltung bei einem Parallelschaltgetriebe kann vorgesehen werden, dass der Verbrennungsmotor des Fahrzeugs dazu benutzt wird, um Ungenauigkeiten der Momente der beteiligten Komponenten auszugleichen. Beispielsweise können für die Überschneidung zwei schlupfende Kupplungen verwendet werden. Dazu kann in einer ersten Phase die Kupplung des alten Ganges in Schlupf gebracht werden. Bisher wird dies durch den Verbrennungsmotor ermöglicht, der den Schlupf bis zum Ende der Überschneidung hält.

Dabei besteht das Problem, dass der Verbrennungsmotor nicht immer so exakt und vor allem nicht so schnell angesteuert werden kann, dass in relativ kurzer Zeit Ungenauigkeiten bei der Überschneidung ausgeglichen werden können. Deshalb ist es eine Aufgabe der erfindungsgemäßen Strategie, eine Möglichkeit anzugeben, bei der kein Motoreingriff erforderlich ist, und dennoch diese Strategie robust gegenüber Momentenfehlern der Kupplungen ist.

Bei der vorgeschlagenen Strategie wird bevorzugt der Teil der Überschneidung berücksichtigt, bis zu dem die Kupplung des Zielganges das Moment vollständig übernommen hat. Demnach liegt der Kern der erfindungsgemäßen Strategie darin, dass die Kupplung des Zielganges bei unbeeinflusstem Motormoment den Schlupf an der Kupplung des alten Ganges möglichst konstant hält. Dazu kann vorzugsweise der Steuerung der Zielkupplung während der Überschneidung eine Schlupfregelung, zum Beispiel mit einem einfachen PID-Regler oder dergleichen, überlagert werden. Es ist auch möglich, dass die Regelung mit der öffnenden Kupplung und/oder mit beiden Kupplungen realisiert wird.

Besonders vorteilhaft ist bei der erfindungsgemäßen Strategie, dass die Kupplung in der Regel schneller auf Sollanforderungen als der Verbrennungsmotor reagiert. Ferner sind die Kupplungen im Gegensatz zum Verbrennungsmotor (Vollast) bei hohen Momenten nicht beschränkt. Des weiteren wird mit der erfindungsgemäßen Strategie ermöglicht, dass bei stabiler Regelung nie mehr Moment auf den Abtrieb wirkt, als von dem Fahrer gewünscht wird. Ferner ist bei der erfindungsgemäßen Strategie kein Motoreingriff erforderlich.

Bei der erfindungsgemäßen Strategie sollte für eine sinnvolle Regelung berücksichtigt werden, dass die Regelzeiten zwischen der Soll- und der Ist-Vorgabe deutlich unter der Überschneidungszeit liegen. Denn es hat sich gezeigt, dass die Kupplung des Zielganges nur mäßig der Momentensollvorgabe folgen kann, und damit Korrekturen des Moments kaum Wirkung zeigen. Die Ursache kann darin liegen, dass ein sehr trüges Regelverhalten ($\tau_{PT1} = 50ms$) vorliegt, und zum anderen kann dies an dem Verlauf der Kupplungskennlinie liegen, wobei bei kleinen Momenten große Wegänderungen am Ausrücker vorliegen.

Bei der erfindungsgemäßen Strategie kann zum Vermeiden des Vorgenannten folgendes vorgesehen werden:

- Es werden keine Rampen bei der Überschneidung verwendet, sondern parabolisch gestartet und danach in einen linearen Verlauf übergegangen. Dadurch kann die zweite Kupplung langsam in einen Arbeitsbereich kommen, in dem die Regelzeiten ähnlich der ersten Kupplung sind.
- Die Überschneidungsdauer wird geeignet angepasst. Für das in der Simulation benutzte Model des Positionsreglers der Kupplung ($\tau_{PT1} = 50ms$) ergibt sich eine Mindestzeit von ca. 400 bis 500ms für die Dauer der Überschneidung.

Es sind auch andere Maßnahmen oder auch Kombinationen der vorgenannten Maßnahmen möglich. Es ist auch denkbar, dass genannte Maßnahmen modifiziert werden, um die erfindungsgemäße Strategie weiter zu verbessern.

Ferner kann gemäß einer Weiterbildung der Erfindung vorgesehen werden, dass der Drehzahlregler implementiert wird. Dabei kann während der Vorgabe des Motormoments und des Moments der alten Kupplung vorgesehen sein, dass das Moment der neuen Kupplung geeignet geregelt wird. Für die Momente können folgende Gleichungen gelten:

$$M_{Mot} = M_{Fahrerwunsch}$$

$$M_{Kupplung_alt} = M_{Kupplung_alt_Start} - f(t)$$

$$M_{Kupplung_neu} = f(t) - (M_{Mot_Start} - M_{Mot}) + M_{Regler}$$

Dabei kann als Eingangsgröße für den PID-Regler die Differenz aus der Motordrehzahl und der Eingangswellendrehzahl des alten Ganges insbesondere bei Hochschaltungen bzw. des neuen Ganges bei Rückschaltungen verwendet werden.

Die Drehzahländerung der Eingangswellen kann aufgrund der angelegten Kupplungsmomente bzw. der Gegenmomente vom Abtrieb, wie zum Beispiel Fahrwiderstand, Fahrbahnsteigung oder dergleichen, nicht in den Regler zurückfließen, jedoch aber prinzipiell in die gleiche Richtung fließen, d.h. der Schlupf kann vermindert werden, wenn die Kupplung des Zielganges weiter geschlossen wird.

Um dabei sicherzustellen, dass eine ausreichende Schlupfreserve während der Überschneidung vorhanden ist, kann vorzugsweise zu Beginn der Überschneidung der Sollschlupf zuerst bis auf die erforderliche Reserve aufgebaut werden. Dies kann auch den Darstellungen in Figur 74, insbesondere dem Verlauf δn_{soll} , entnommen werden. In den Darstellungen der Figur 74 ist jeweils die Drehzahl und das Moment über die Zeit dargestellt.

Demnach kann die Kupplung des alten Ganges langsam geöffnet werden, und erst nach Erreichen der Schlupfreserve kann die zweite Kupplung geschlossen werden. Der Aufbau der Schlupfreserve kann über einen zeitabhängigen Aufbau des Sollschlupfs derart geregelt werden, dass die Kupplung des Zielganges relativ früh beginnt, den Sollschlupf aufzubauen.

Es ist möglich, dass bei Zugschaltungen ein positiver Schlupf und bei Schubschaltungen ein negativer Schlupf aufgebaut wird. Bei der erfindungsgemäßen Strategie kann vorgesehen sein, dass bei Zugrück- bzw. Schubhochschaltungen weiterhin die Motordrehzahl auf die Zieldrehzahl des neuen Ganges gebracht wird, welches der Phase 2 entspricht, bevor mit der Überschneidung begonnen wird.

In den Figuren 74 und 75 sind beispielhaft die Strategien bei Zughochschaltungen dargestellt. In Figur 75 ist dabei eine Simulation einer Überschneidung während einer 1-2-Zughochschaltung angedeutet.

Es hat sich gezeigt, dass die Regelung des Schlupfes auch Fehler in den Kupplungsmomenten eliminieren kann, und den Schlupf zwischen 0 und etwa 200 Umdrehung/min halten kann. Die Verwendung der Schlupfregelung während des Fahrens mit einem Teilgetriebe kann auch für den Schlupfaufbau verwendet werden. Dazu kann vorzugsweise der Schlupf während der Überschneidung mit der Kupplung des alten Ganges angesteuert werden.

Ein Ablaufdiagramm der erfindungsgemäßen Strategie ist in Figur 76 dargestellt, wobei die Steuerung der Überschneidung bis zu dem Punkt realisiert wird, an dem die alte Kupplung vollständig geöffnet ist.

Die erfindungsgemäße Strategie kann bevorzugt bei Parallelschaltgetrieben (PSG), aber auch unter Umständen bei Automatikgetrieben eingesetzt werden.

Nachfolgend wird eine weitere Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung beschrieben, welche insbesondere einen Notlauf mit öffnenden Kupplungen bei einem Parallelschaltgetriebe betrifft.

Es hat sich gezeigt, dass bei Ausfall der Getriebesteuerung ein generelles Öffnen der Kupplungen erforderlich ist. Ferner kann zumindest eine Möglichkeit zum Notöffnen der Kupplungen bzw. zum Anhalten des Fahrzeuges vorgesehen sein. Es kann auch eine hydraulische Kupplungsbetätigung und zugedrückte Kupplungen verwendet werden. Insgesamt sollte eine Möglichkeit gegeben sein, welche es ermöglicht, im

Notlauf die Kupplungen zu öffnen. Beispielsweise kann dies durch eine elektromotorische Kupplungsaktorik vorgesehen werden.

Das automatisierte Doppelkupplungssystem besteht insbesondere aus einer Trocken-Doppelkupplung, welche zugedrückte, kraftfrei geöffnete Kupplungen umfassen kann. Ferner ist ein hydrostatisches Ausrücksystem mit zumindest einem Notlaufventil vorgesehen. Des weiteren wird ein elektromotorischer Kupplungsaktor zum Betätigen der Kupplungen verwendet. Ein derartiges Doppelkupplungssystem ist in Figur 77 schematisch dargestellt.

Durch das Öffnen des Notlaufventils oder durch das Öffnen mehrerer Notlaufventile, beispielsweise eines pro Kupplung, kann das Fluid aus dem Druckraum des hydrostatischen Ausrücksystems in einen drucklosen Raum, zum Beispiel in einen Vorratsbehälter, entweichen, und die Kupplungen können dann kraftfrei geöffnet werden.

Das erfindungsgemäße Notlaufverhalten kann sowohl durch die Bauart und auch durch die Betätigung bzw. Ansteuerung des Notlaufventils entscheidend beeinflusst werden.

Es ist möglich, dass ein stromlos offenes Ventil von dem Getriebesteuergerät des Getriebes versorgt wird, welches im Betrieb des Steuergerätes grundsätzlich aktiv geschlossen ist, und bei der Abschaltung des Getriebesteuergerätes bzw. bei dem Ausfall der Stromversorgung des Steuergerätes grundsätzlich automatisch geöffnet wird. Dies ist auch in Figur 79 dargestellt. In dieser Figur ist eine mögliche Schaltplanvariante mit einem Notlaufventil dargestellt, welches durch das Getriebesteuergerät angesteuert wird.

Des Weiteren kann ein stromlos offenes Ventil parallel zum Getriebesteuergerät durch die Zündung versorgt werden. Dabei ist vorgesehen, dass bei eingeschalteter Zündung dieses Ventil grundsätzlich aktiv geschlossen ist. Bei Ausschalten der Zündung kann das Ventil geöffnet werden, so dass das Fahrzeug mit abgestelltem Motor bewegt werden kann. Diese Variante ist in Figur 78 dargestellt. In dieser Figur

ist eine weitere mögliche Schaltplanvariante mit einem Notlaufventil angedeutet, welches parallel zum Getriebesteuergerät vorgesehen ist.

Ferner kann ein stromlos offenes Ventil vom Getriebesteuergerät versorgt werden, und ist im Betrieb des Steuergerätes normalerweise aktiv geschlossen. Bei einer Detektion von definierten Systemfehlern, wie zum Beispiel dem Ausfall eines Kupplungsaktors oder des Prozessors im Steuergerät und/oder in bestimmten Situationen, wie zum Beispiel beim Abwürgeschutz für den Verbrennungsmotor sowie bei Abschalten des Getriebesteuergerätes bzw. dem Ausfall der Stromversorgung des Getriebesteuergerätes, kann das Notlaufventil geöffnet werden. Dies ist insbesondere in den Figuren 77 und 80 dargestellt. In Figur 80 ist eine geeignete Ansteuerungslogik für das erfindungsgemäße Notlaufverhalten angedeutet.

Des weiteren kann auch eine mechanische Ventilbetätigung vorgesehen werden. Dabei kann eine ausschließliche mechanische Betätigung oder auch eine zusätzlich elektrische Ansteuerung des Notlaufventils vorgesehen werden, sodass ein manuelles Notöffnen der Kupplungen, zum Beispiel zum Abschleppen des Fahrzeuges, in vorteilhafter Weise möglich ist.

Die vorgenannten Varianten bezüglich der Anordnung und der Betätigung zumindest eines Notlaufventils können auch noch geeignet modifiziert und/oder beliebig miteinander kombiniert werden.

Das erfindungsgemäß vorgeschlagene Notlaufverhalten kann insbesondere für Parallelschaltgetriebe vorteilhaft eingesetzt werden, da dort, anders als bei einem sogenannten add-on automatisierten Schaltgetriebe (ASG), die Wegrollsicherung nicht durch eine Parksperrre gewährleistet wird, und somit ein Öffnen der Kupplung in dieser Situation nicht sicherheitskritisch ist. Es ist auch möglich, dass das vorgeschlagene Notlaufverhalten bei einem elektronischen Kupplungsmanagement-System (EKM) vorgesehen ist.

Nachfolgend wird eine weitere Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung beschrieben, welche eine Parametrierung insbesondere bei Schubrücksschaltungen in einem Parallelschaltgetriebe vorsieht.

Demnach wird vorgeschlagen, dass insbesondere bei Schubrücksschaltungen kein Zwischengas zur Motordrehzahlanhebung vorgesehen wird. Damit kann das Fahrzeug im Schubbetrieb besonders kraftstoffsparend betrieben werden. Bei dem Schlupfabbau nach einem Übersetzungswechsel kann die Kupplung auf ein höheres übertragbares Moment als das Motorschleppmoment schließen, und kann somit die Motordrehzahl erhöhen, bis die Kupplung des neuen niedrigeren Ganges haftet. Dies ist in Figur 81 dargestellt, wobei die Momentenverläufe der gehenden Kupplung, der kommenden Kupplung und des Verbrennungsmotors sowie die Drehzahl des Verbrennungsmotors dargestellt sind. Insbesondere sind die Verläufe für eine Schubrücksschaltung bei einem Parallelschaltgetriebe ohne Zwischengas angedeutet.

Wenn zum Beispiel im Getriebesteuergerät ein Winterbetrieb (Winterprogramm) aktiviert ist, den der Fahrer zum Beispiel durch einen Wintertaster bzw. Winterschalter anfordert oder den die Getriebesteuerung durch eine Anhäufung von ABS und/oder ESP-Regelvorgängen selbsttätig kennen kann, kann bei den Schubrücksschaltungen ein Zwischengas aktiviert werden. Damit braucht die Kupplung des niedrigeren Ganges beim Schlupfabbau nach dem Übersetzungswechsel kein oder nur ein minimales Übermoment aufzubauen, und es wird eine Schubmomentenerhöhung im Rad-Straßen-Kontakt weitestgehend vermieden. Dies ist insbesondere in Figur 82 dargestellt. In dieser Figur sind wie in Figur 81 die Momenten- und Drehzahlverläufe bei einer Schubrücksschaltung dargestellt, jedoch hier mit Zwischengas.

Bei einem Parallelschaltgetriebe soll gegenüber anderen Getrieben der größtmögliche Verbrauchsvorteil erreicht werden. Bei Schubrücksschaltungen bedeutet dies, dass auf das Zwischengas zur Motoranhebung verzichtet wird. Dadurch kann ein Verbrauchsvorteil von über 1 % bei bestimmten Fahrzyklen erreicht werden.

Dabei ist zu beachten, dass die übernehmende Kupplung ein zusätzliches Kupplungsmoment übertragen muß, um die Drehzahl des Verbrennungsmotors gegenüber dem Schleppmoment des Verbrennungsmotors anzuheben. Dies kann aber bei glatter Straße, insbesondere im Winterbetrieb, zum Haftabriß der Räder auf der Straße führen, und somit gefährliche Fahrsituationen bewirken. Demzufolge wird bei der erfindungsgemäß Parametrierung ein Kompromiß zwischen der Verbrauchseinsparung und der Fahrsicherheit realisiert.

In Figur 83 ist ein entsprechendes Flußdiagramm für die Parametrierungsauswahl dargestellt.

Nachfolgend wird eine weitere Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung beschrieben, bei der eine Verringerung der thermischen Belastung insbesondere bei der Anfahrkupplung einer Doppelkupplung vorgeschlagen wird.

Es hat sich gezeigt, dass insbesondere bei wiederholter Anfahrt und Halten am Berg insbesondere die Anfahrkupplung thermisch erheblich belastet wird.

Demnach wird eine Möglichkeit angegeben, die Kapazität der zweiten Kupplung bei einem Doppelkupplungsgetriebe zur Erhöhung der thermischen Belastbarkeit des Gesamtsystems mit zu benutzen.

Erfindungsgemäß kann vorgesehen sein, dass bei einer vorzugebenden Grenztemperatur, wie zum Beispiel 200°C in den Bereichen, welche in den Figuren 84 und 85 dargestellt sind, die zweite Kupplung der Doppelkupplung zur Übertragung des Drehmomentes bei wiederholten Anfahrten bzw. bei Halten am Berg über die Kupplung mit zu benutzen. Die zweite Kupplung ist normalerweise nicht die Anfahrkupplung. Durch die Mitbenutzung der zweiten Kupplung kann in vorteilhafter Weise die thermische Kapazität der Kupplung insgesamt erhöht werden, und somit die maximale mögliche Dauer des Haltens am Berg bzw. die maximal mögliche Anzahl der Anfahrzyklen bis zum Erreichen der maximal zulässigen Kupplungstemperatur erhöht werden, wie dies auch in den Figuren 84 und 85 angedeutet ist. Die Kupplungs-Ist-Temperatur kann als Eingangsgröße vorzugsweise das Kupplungstemperaturmodell der Kupplungssteuerung liefern.

Das Verhältnis der übertragenen Momentenanteile von Kupplung 1 und Kupplung 2 am Gesamtmoment kann durch Steuerungs- und/oder Regelungsstrategien derart aufgeteilt werden, dass beide Kupplungen annähernd gleichzeitig die maximal zulässige Kupplungstemperatur erreichen. Beispielsweise kann nach Unterschreiten der oben genannten Grenztemperatur infolge einer Abkühlphase wieder die ursprüngliche Anfahrstrategie verwendet werden. Es sind auch noch andere Modifikationen bei der hier vorgestellten Anfahrstrategie möglich, um die thermische Belastung der Doppelkupplung weiter zu verringern.

In Figur 84 sind die Temperaturen der beiden Kupplungen 1 und 2 jeweils bei einer 1-Kupplungsstrategie und bei einer 2-Kupplungsstrategie dargestellt, wobei als Fahrzustand das Halten am Berg gewählt ist.

In Figur 85 sind ebenso die Temperaturen der Kupplungen 1 und 2 über die Zeit dargestellt, wobei in dem oberen Diagramm die 1-Kupplungsstrategie und in dem unteren Diagramm die 2-Kupplungsstrategie dargestellt sind. Bei beiden Diagrammen sind Mehrfachanfahrten insbesondere am Berg gewählt worden.

Der mit der Anmeldung eingereichte Patentanspruch ist ein Formulierungsvorschlag ohne Präjudiz für die Erzielung weitergehenden Patentschutzes. Die Anmelderin behält sich vor, noch weitere, bisher nur in der Beschreibung und/oder Zeichnungen offenbarte Merkmalskombination zu beanspruchen.

Die Ausführungsbeispiele sind nicht als Einschränkung der Erfindung zu verstehen. Vielmehr sind im Rahmen der vorliegenden Offenbarung zahlreiche Abänderungen und Modifikationen möglich, insbesondere solche Varianten, Elemente und Kombinationen und/oder Materialien, die zum Beispiel durch Kombination oder Abwandlung von einzelnen in Verbindung mit den in der allgemeinen Beschreibung und Ausführungsformen sowie den Ansprüchen beschriebenen und in den Zeichnungen enthaltenen Merkmalen bzw. Elementen oder Verfahrensschritten für den Fachmann im Hinblick auf die Lösung der Aufgabe entnehmbar sind und durch kombinierbare Merkmale zu einem neuen Gegenstand oder zu neuen

**Verfahrensschritten bzw. Verfahrensschrittfolgen führen, auch soweit sie Herstell-,
Prüf- und Arbeitsverfahren betreffen.**

LuK Lamellen und Kupplungsbau
Beteiligungs KG
Industriestraße 3
77815 Bühl

GS 0576

Zusammenfassung

Es wird ein Verfahren, eine Vorrichtung und deren Verwendung zum Betrieb eines Kraftfahrzeuges, vorzugsweise mit einem Antriebsmotor, einer Kupplung und/oder einem Getriebe, insbesondere einem Parallelschaltgetriebe, im Antriebsstrang, vorgeschlagen.

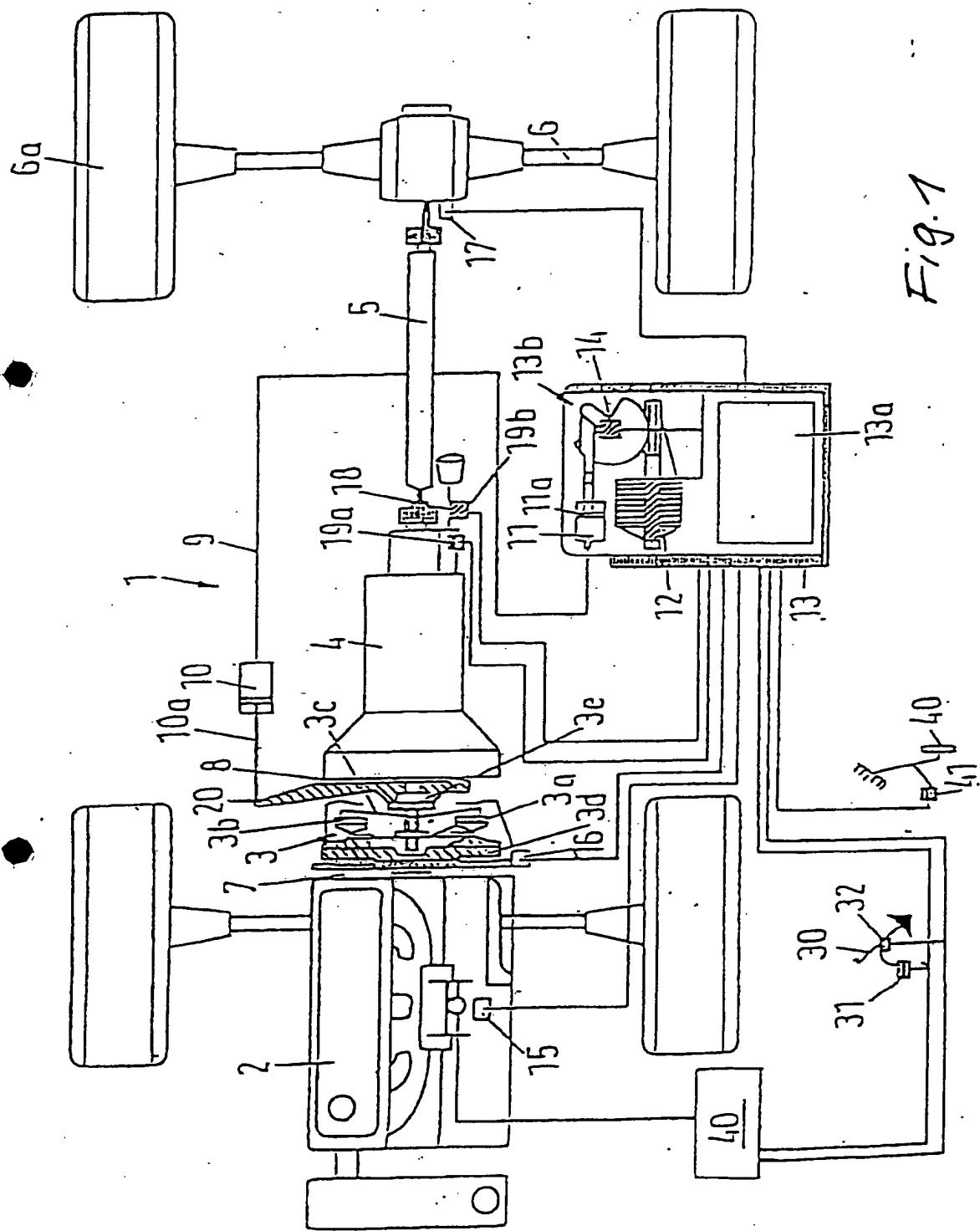


Fig. 1

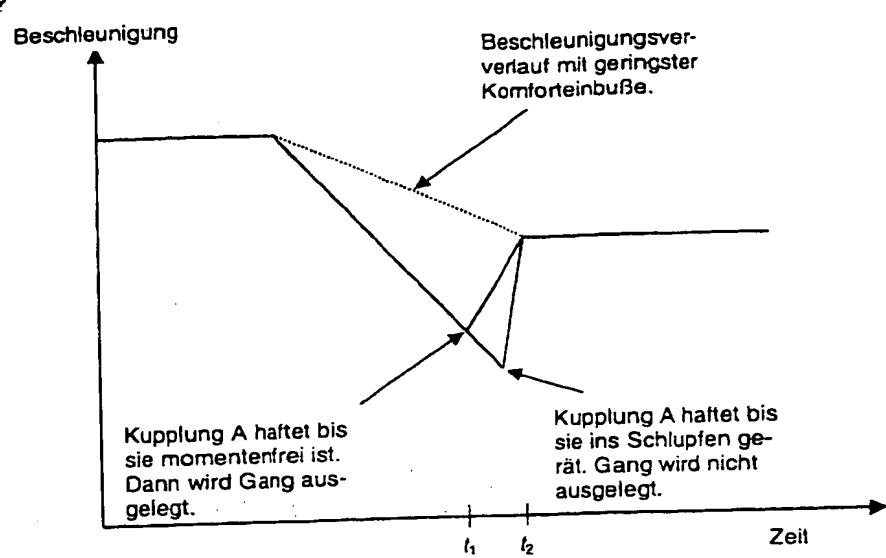


Fig. 2

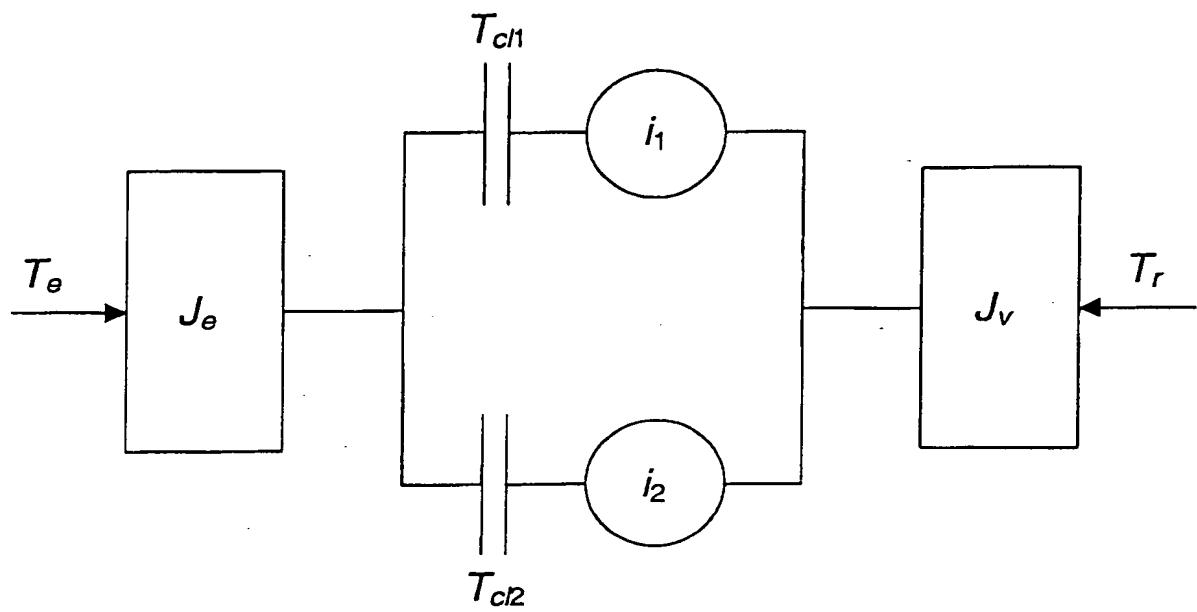


Fig. 3

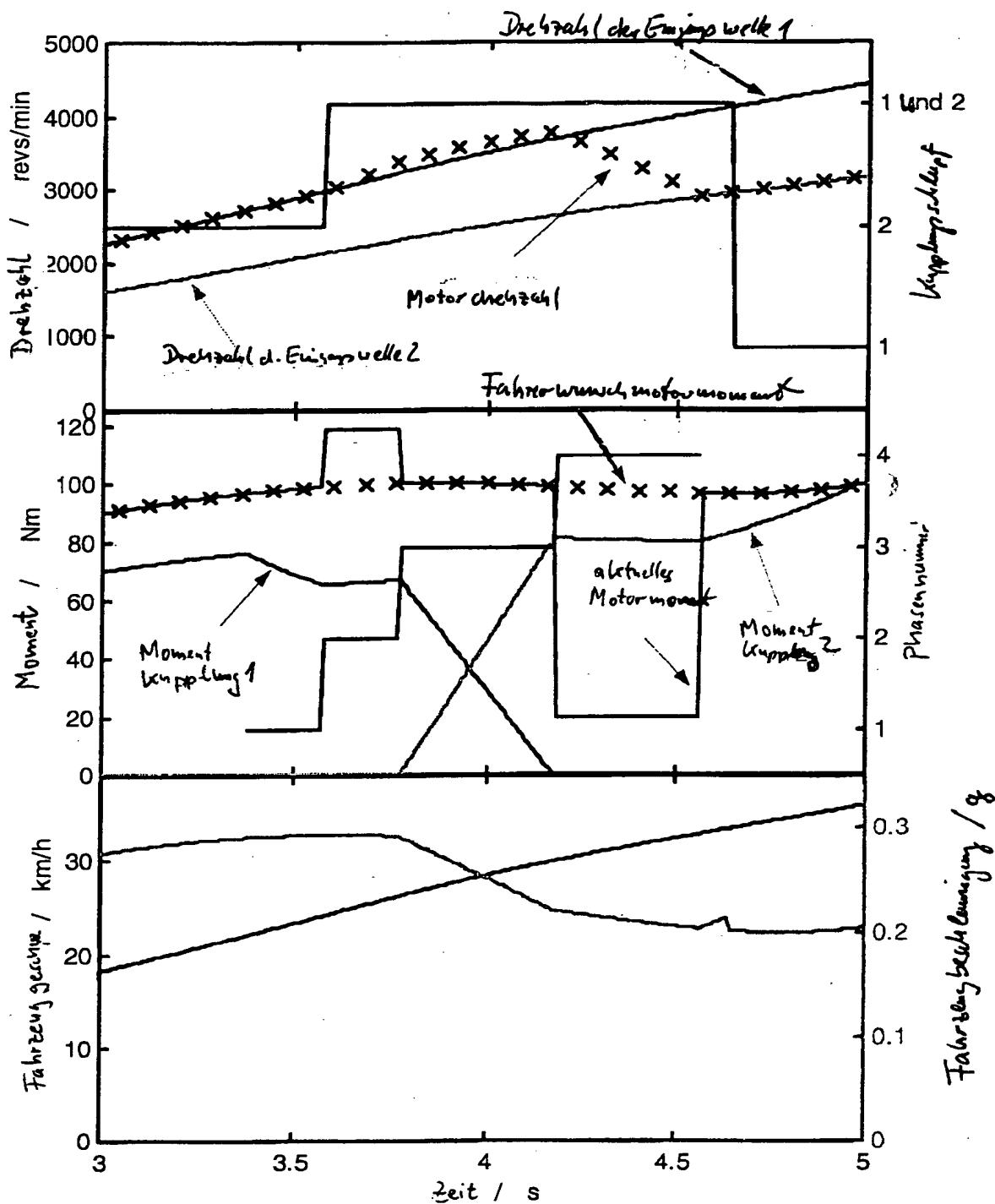


Fig. 4

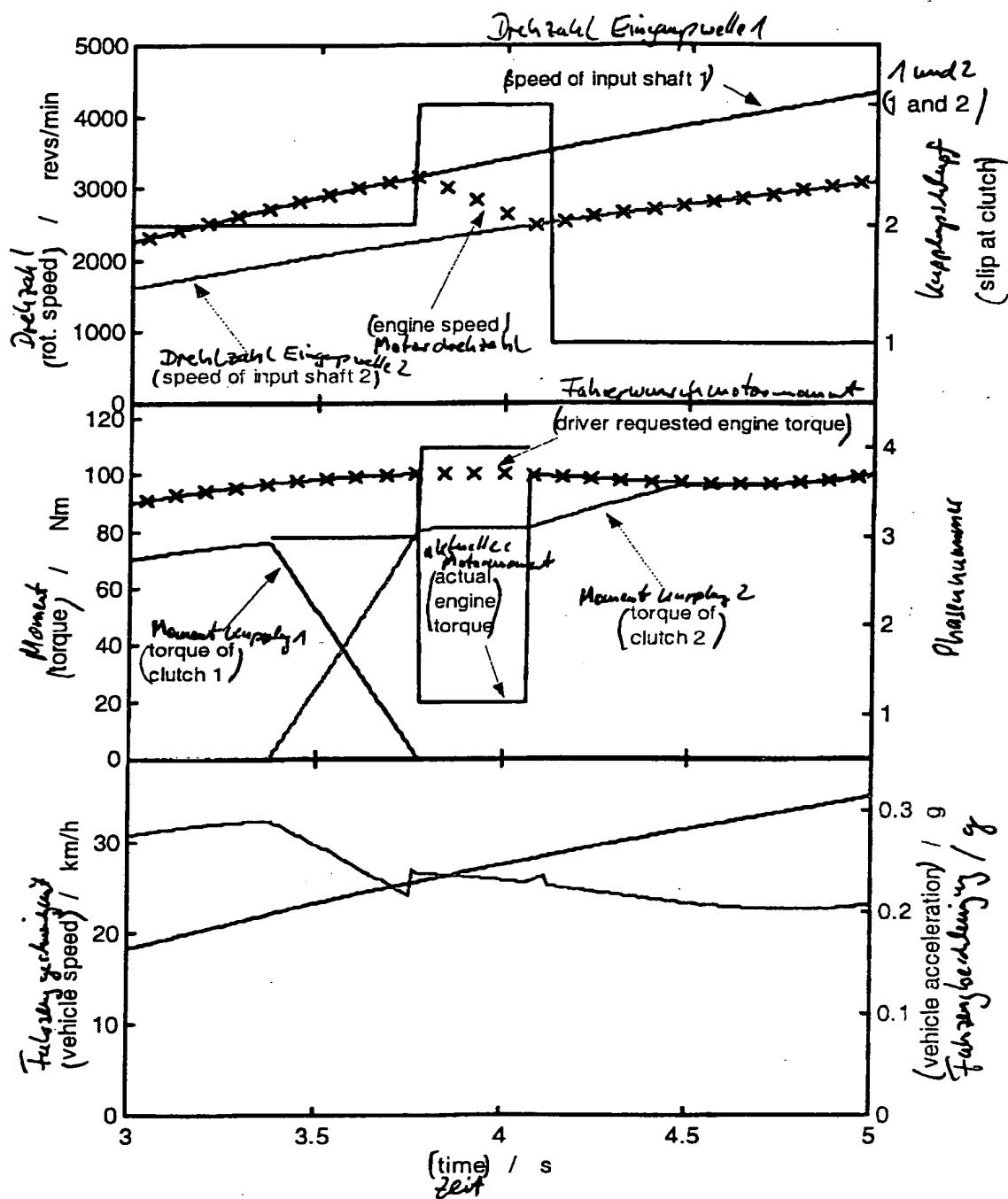


Fig. 5

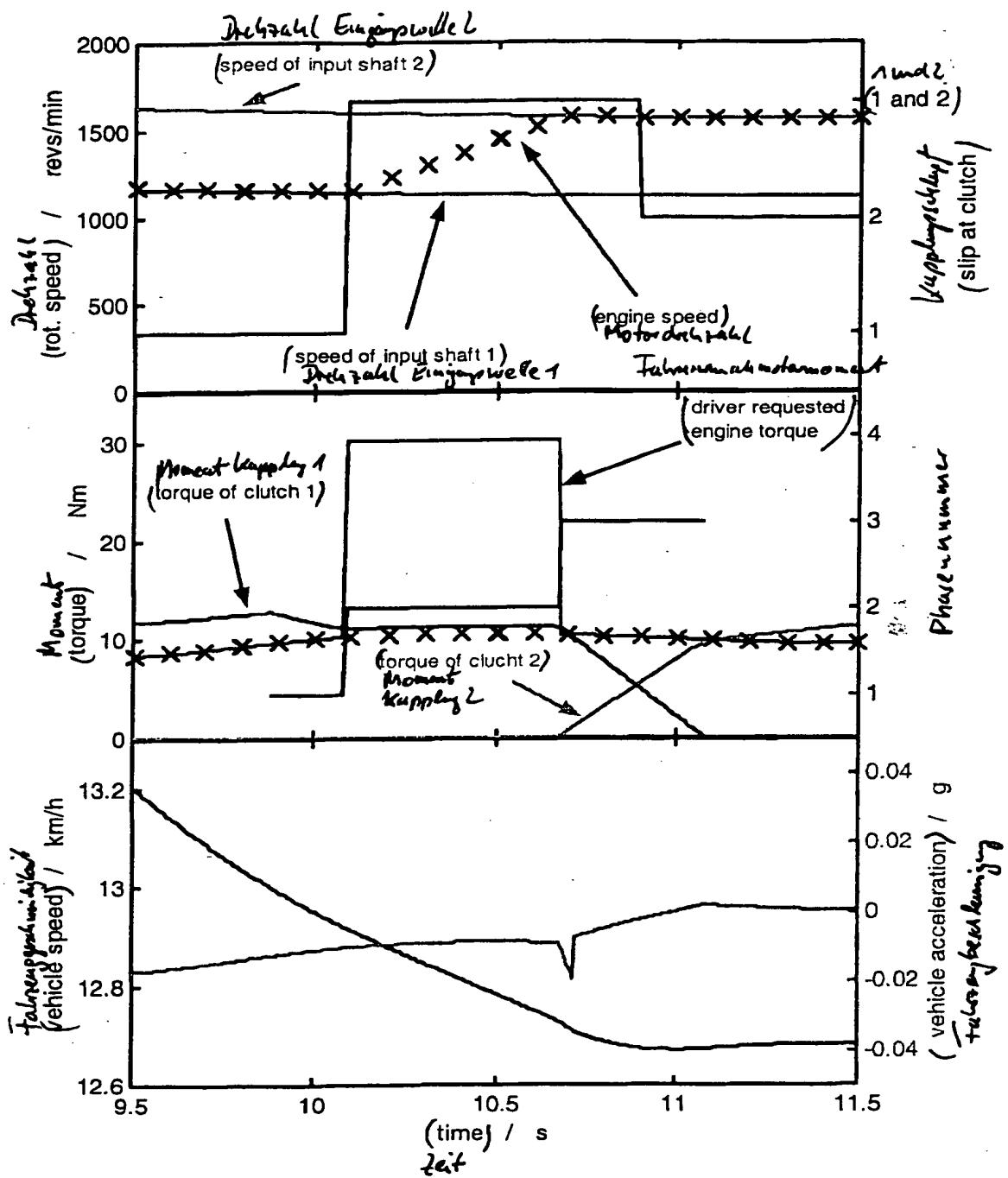
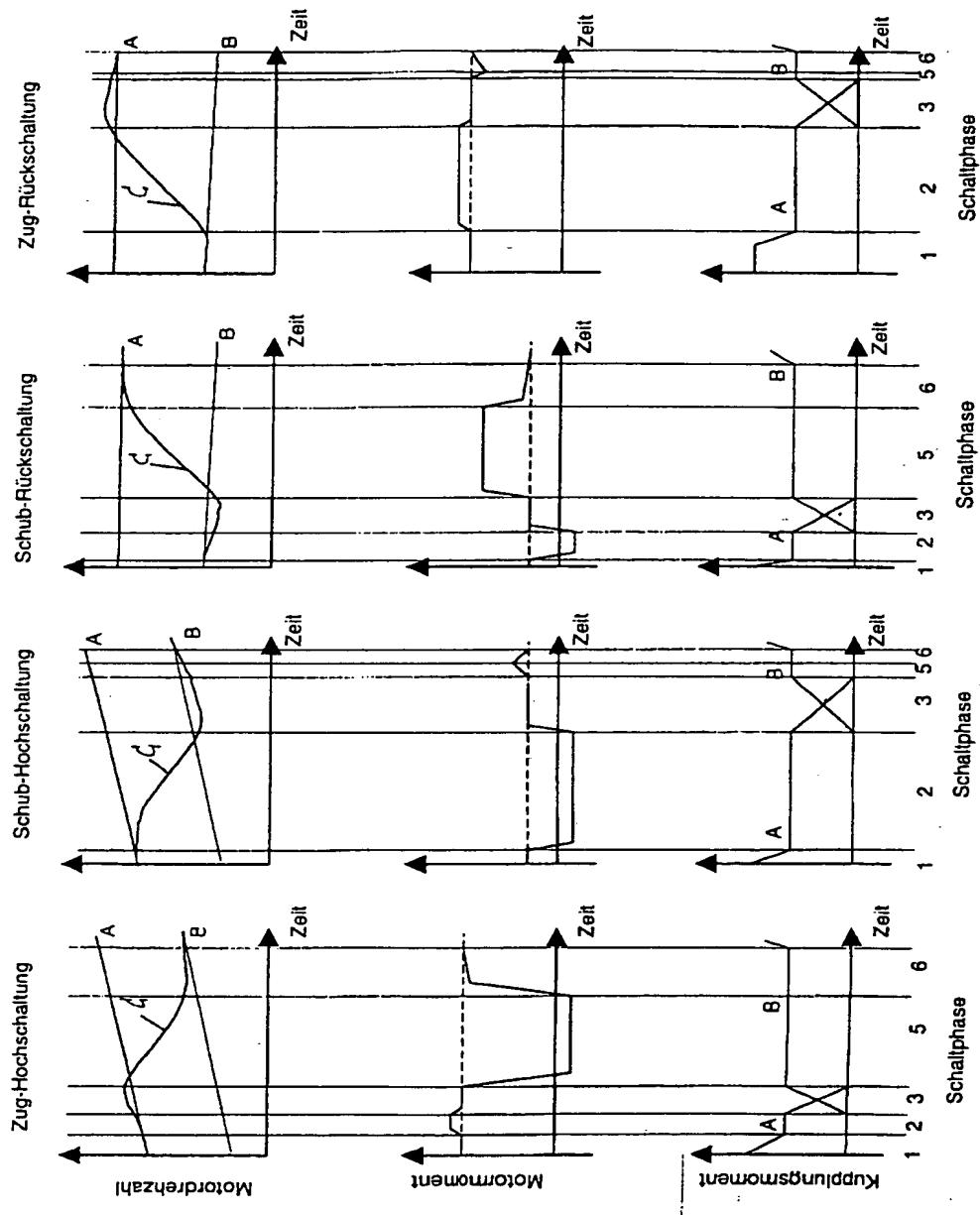


Fig. 6

Fig. 7



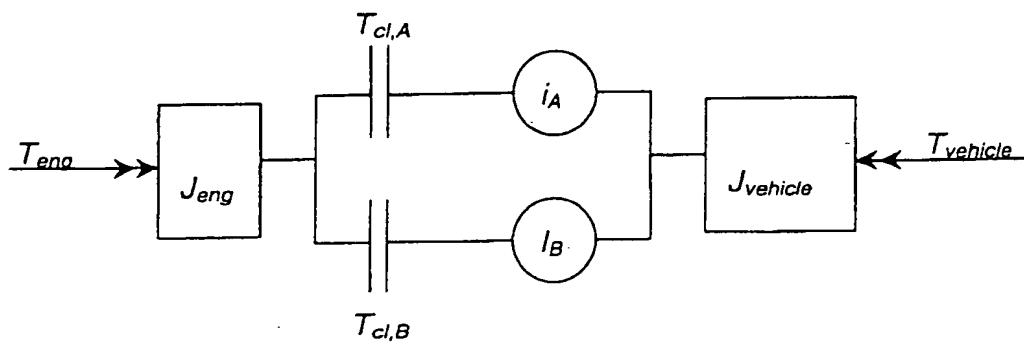


Fig. 8

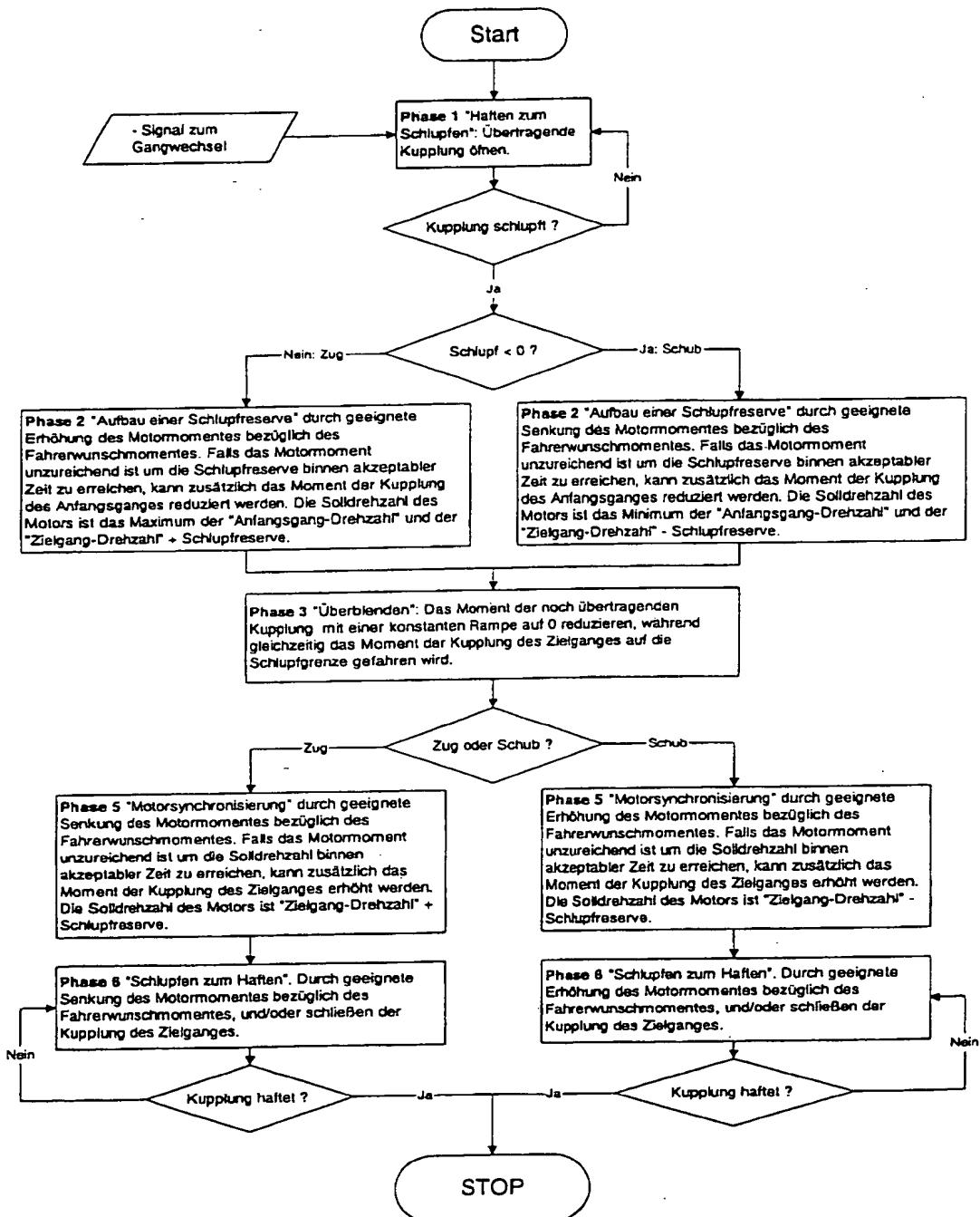


Fig. 9

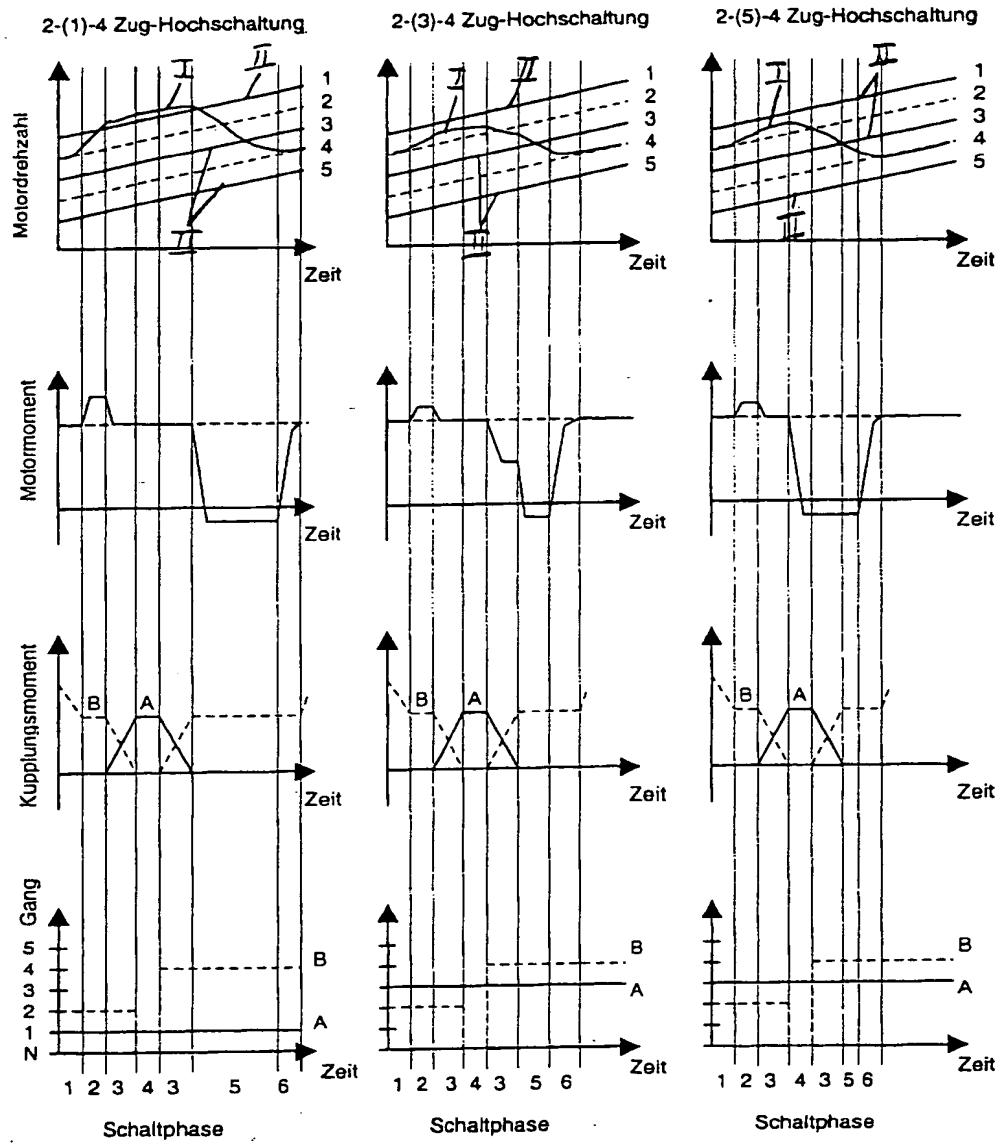


Fig. 10

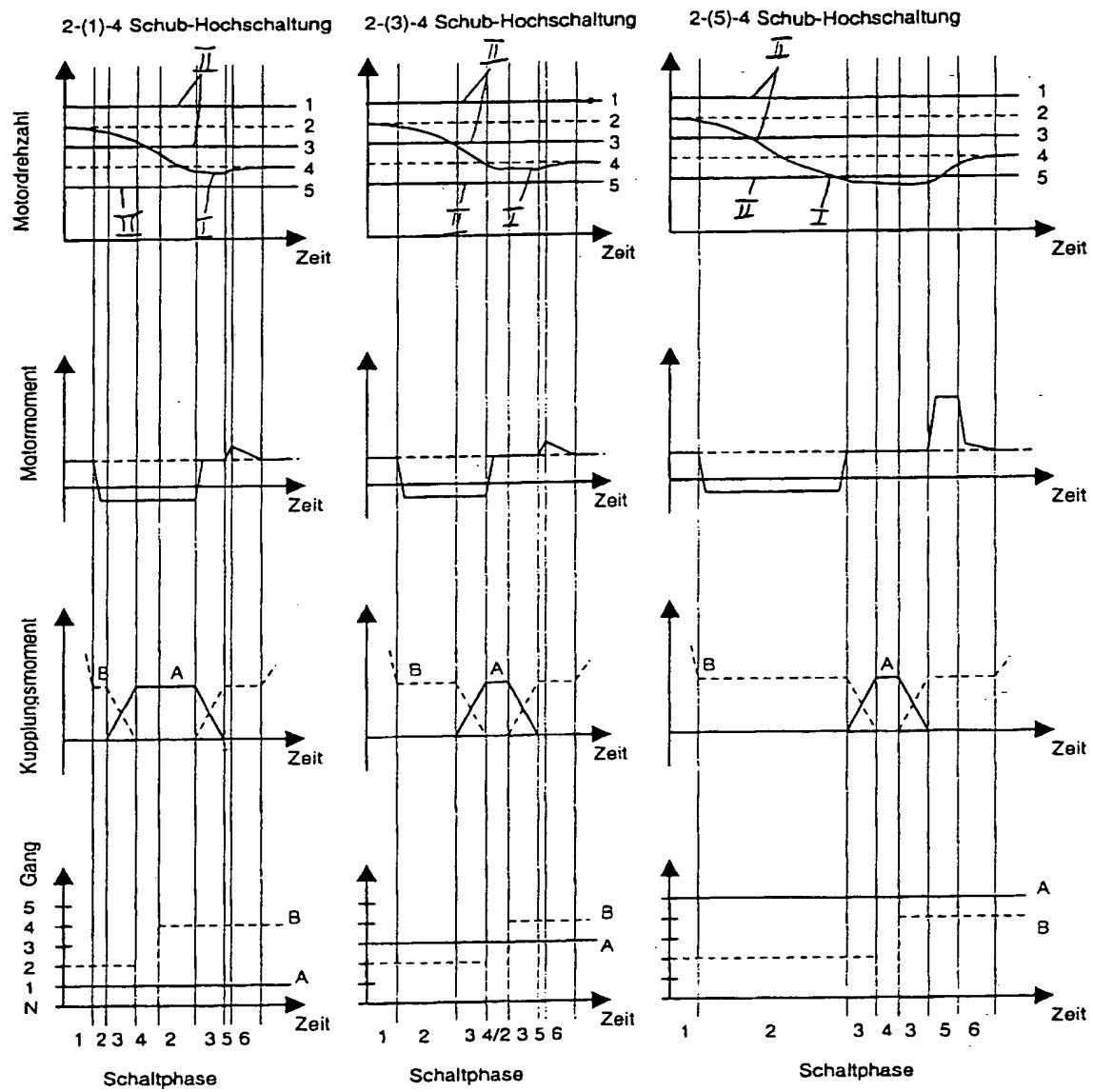


Fig. 11

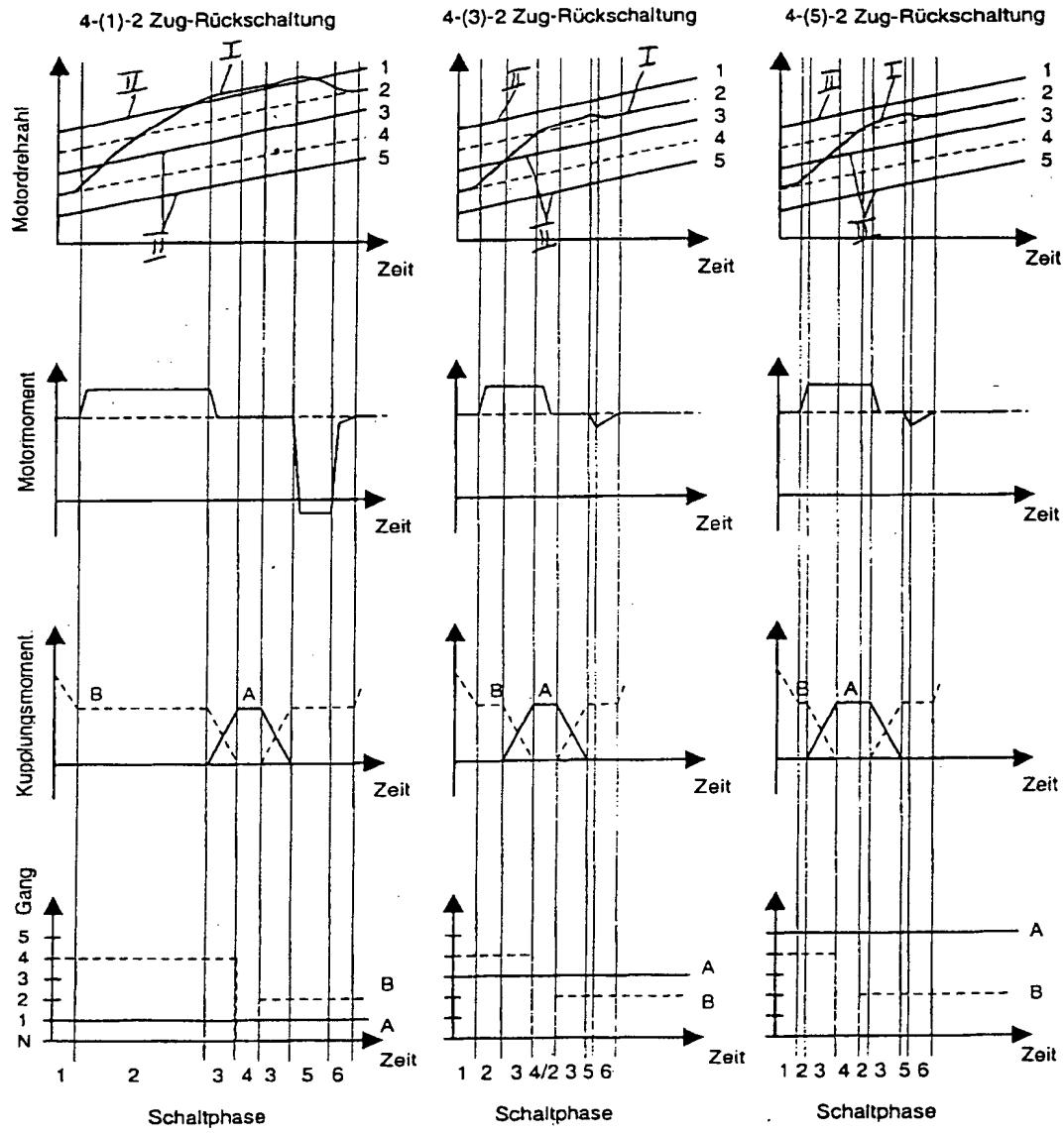


Fig. 12

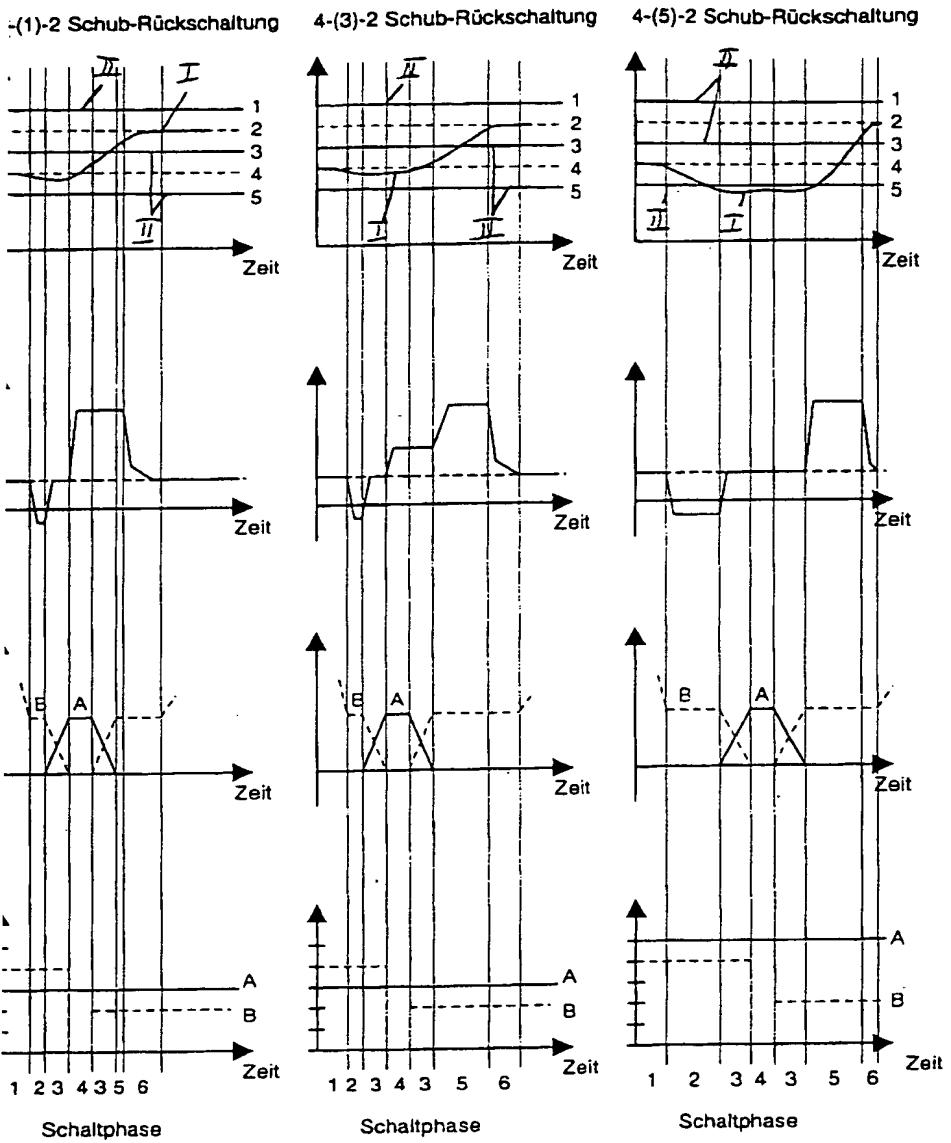


Fig. 13

14

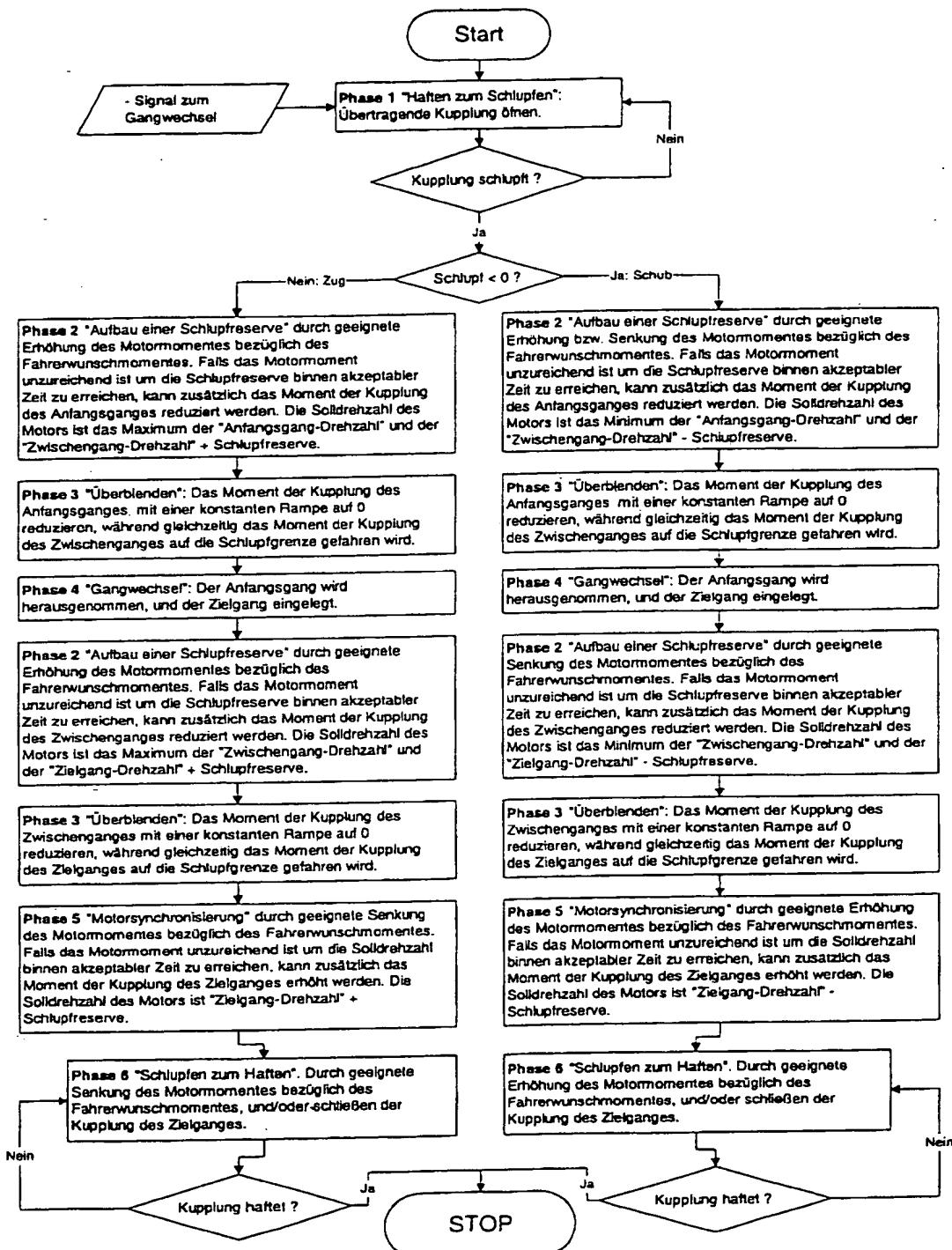


Fig. 14

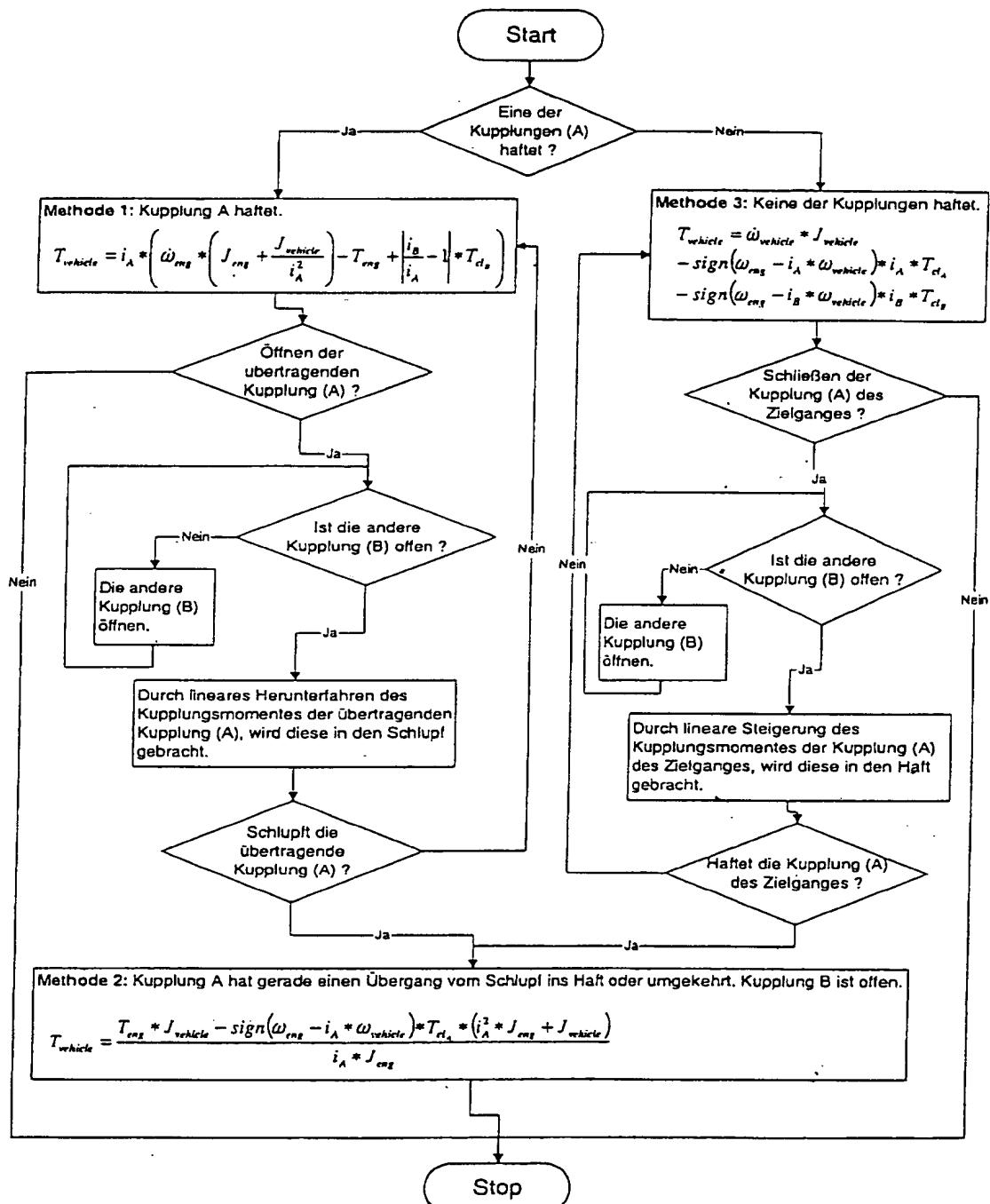


Fig. 15

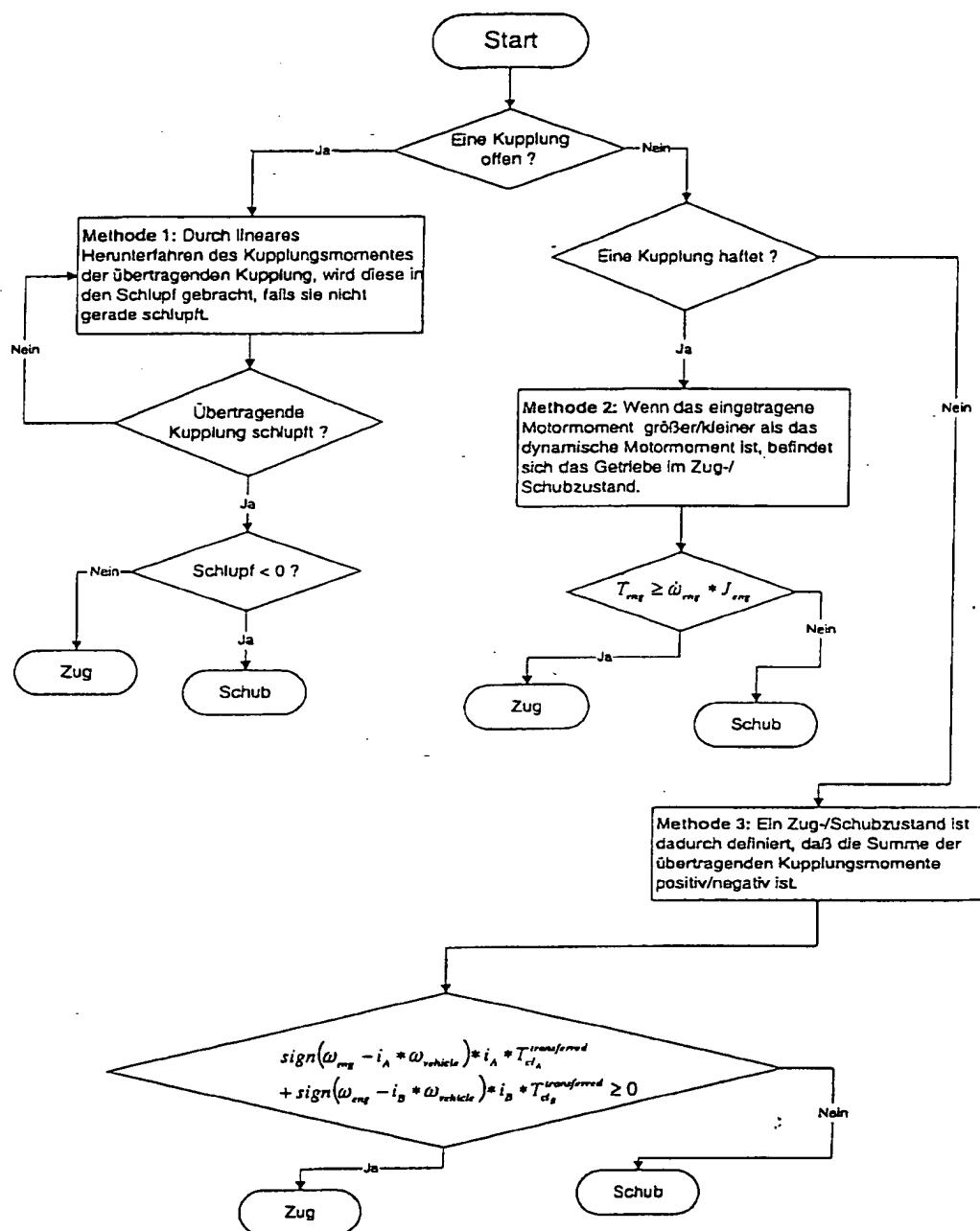


Fig. 16

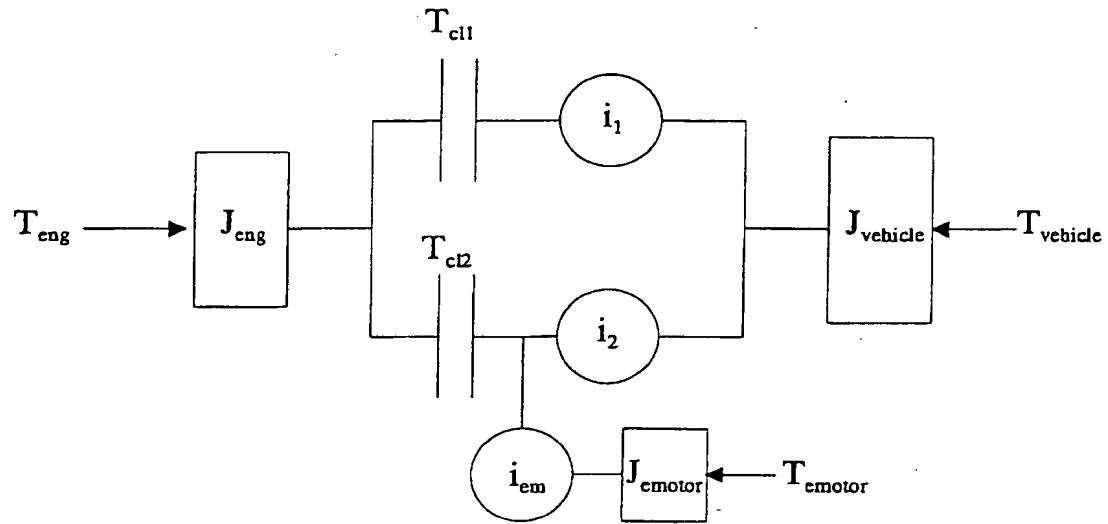


Fig. 17

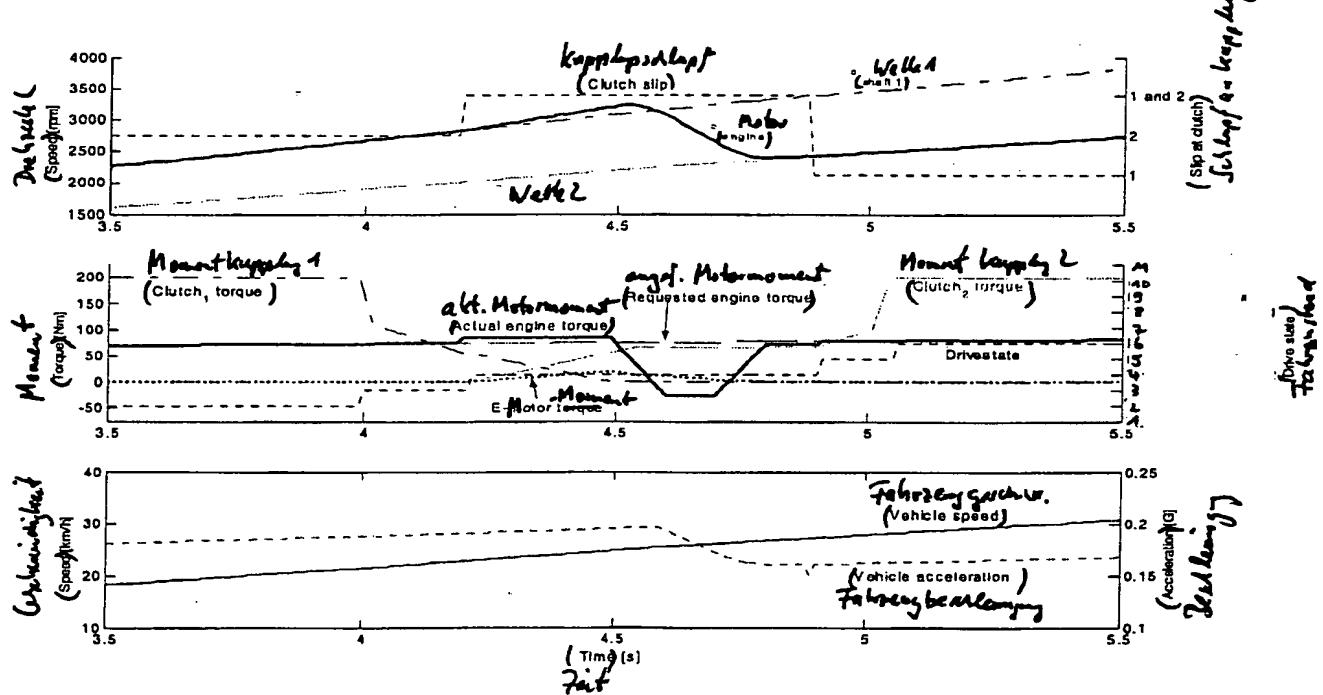


Fig. 18

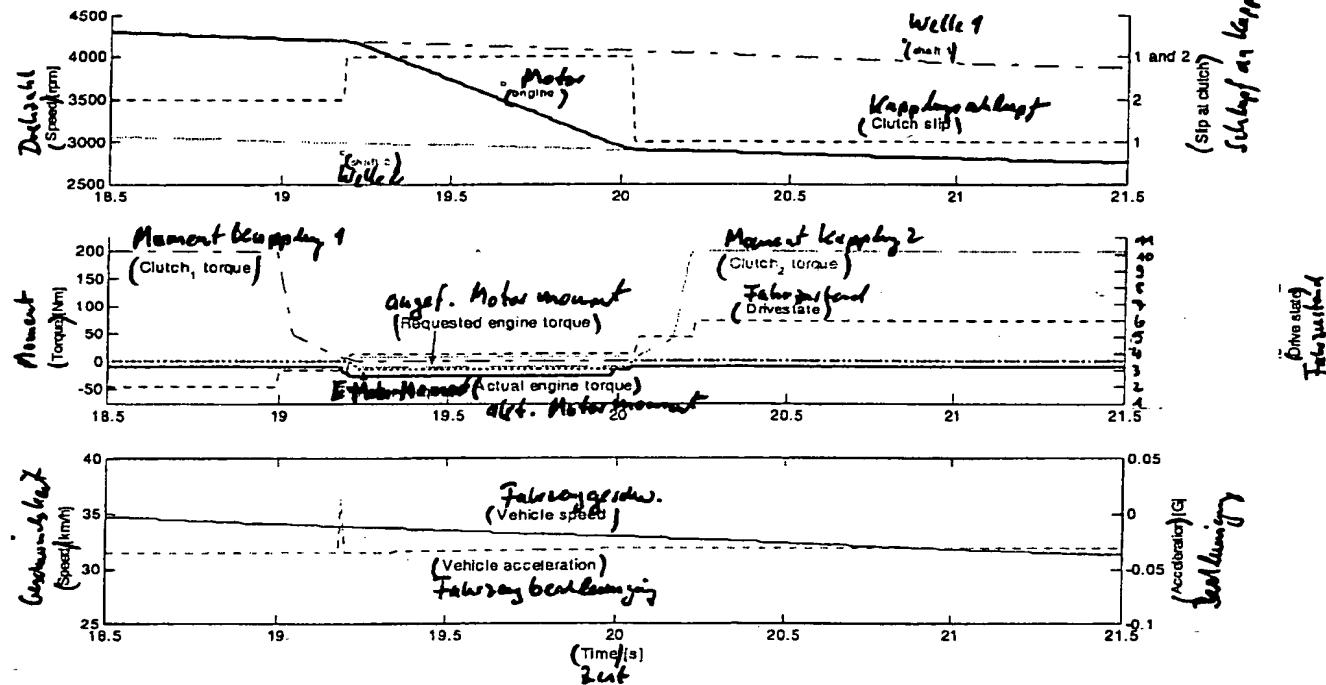


Fig. 19

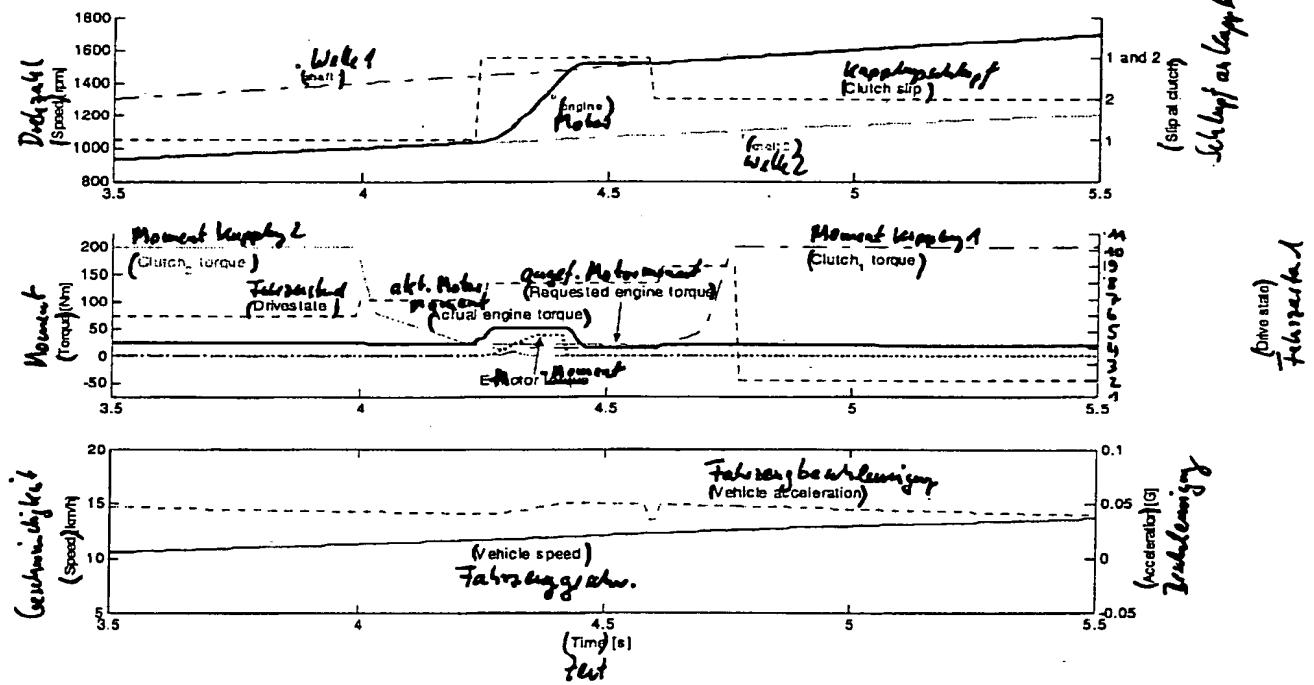


Fig. 20

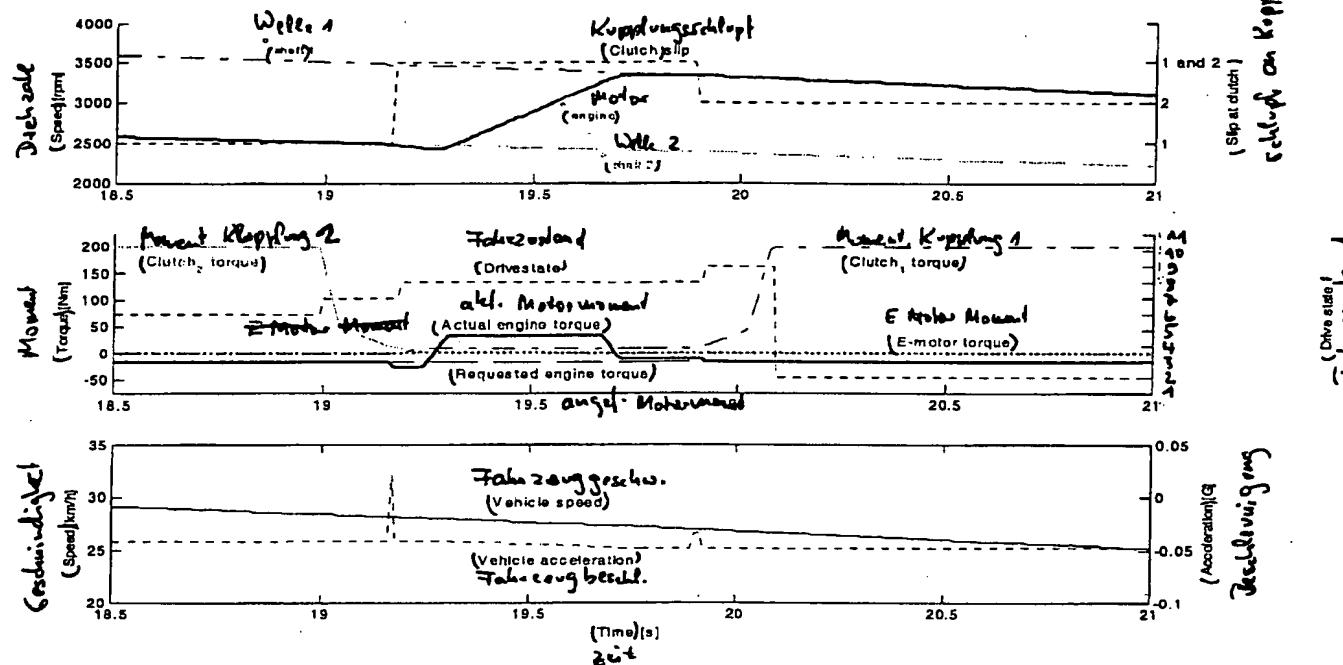


Fig. 21

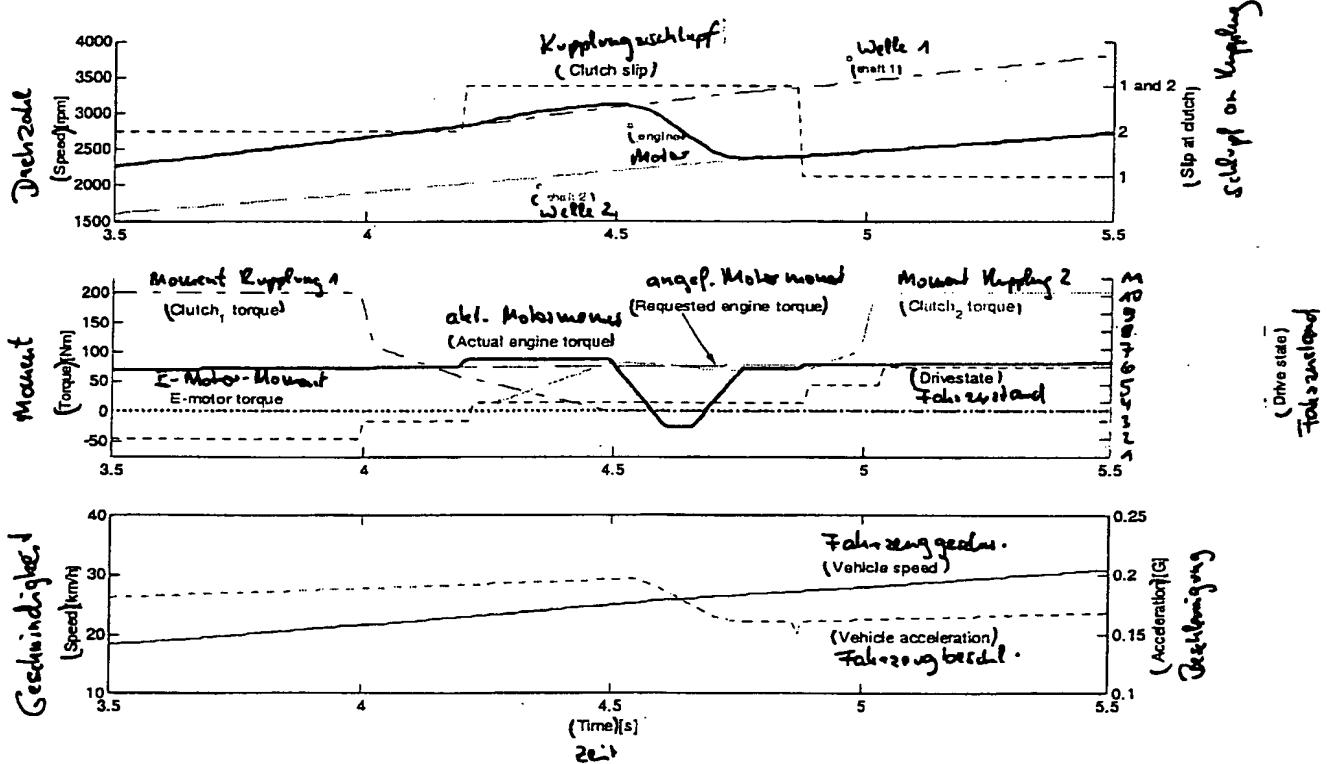


Fig. 22

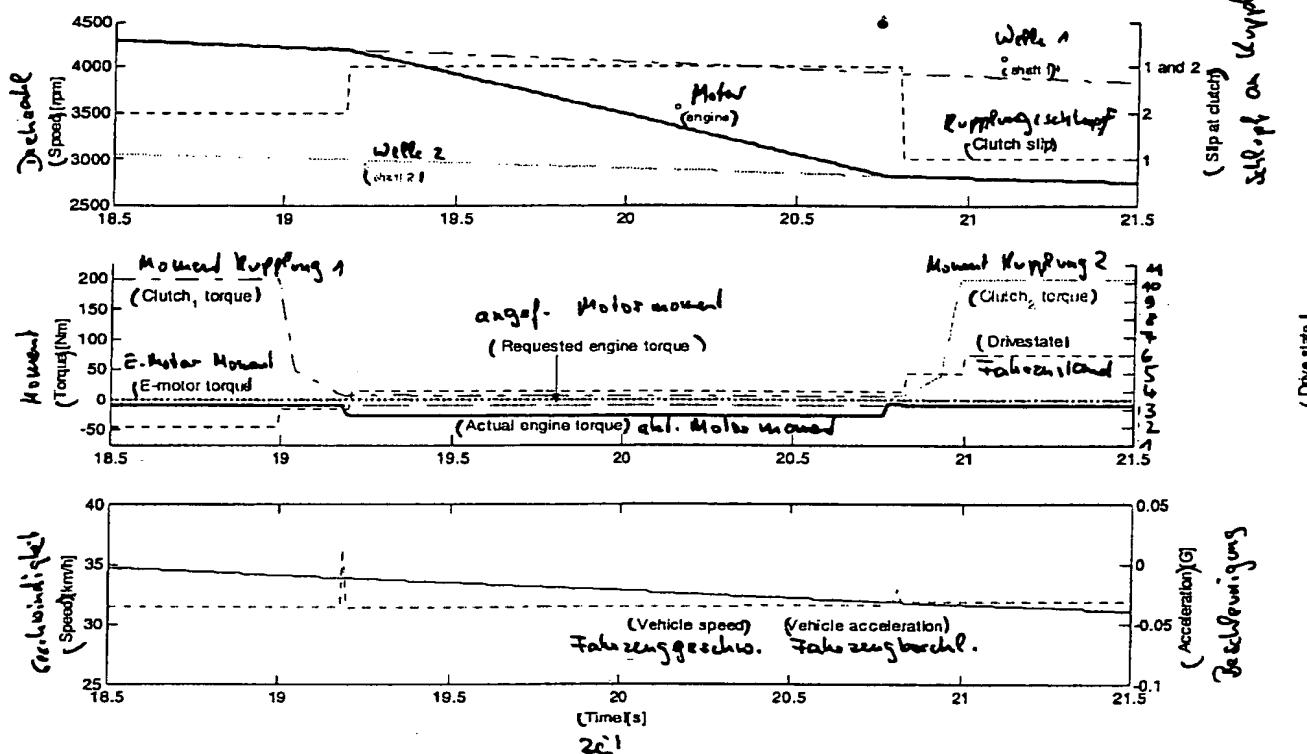


Fig. 23

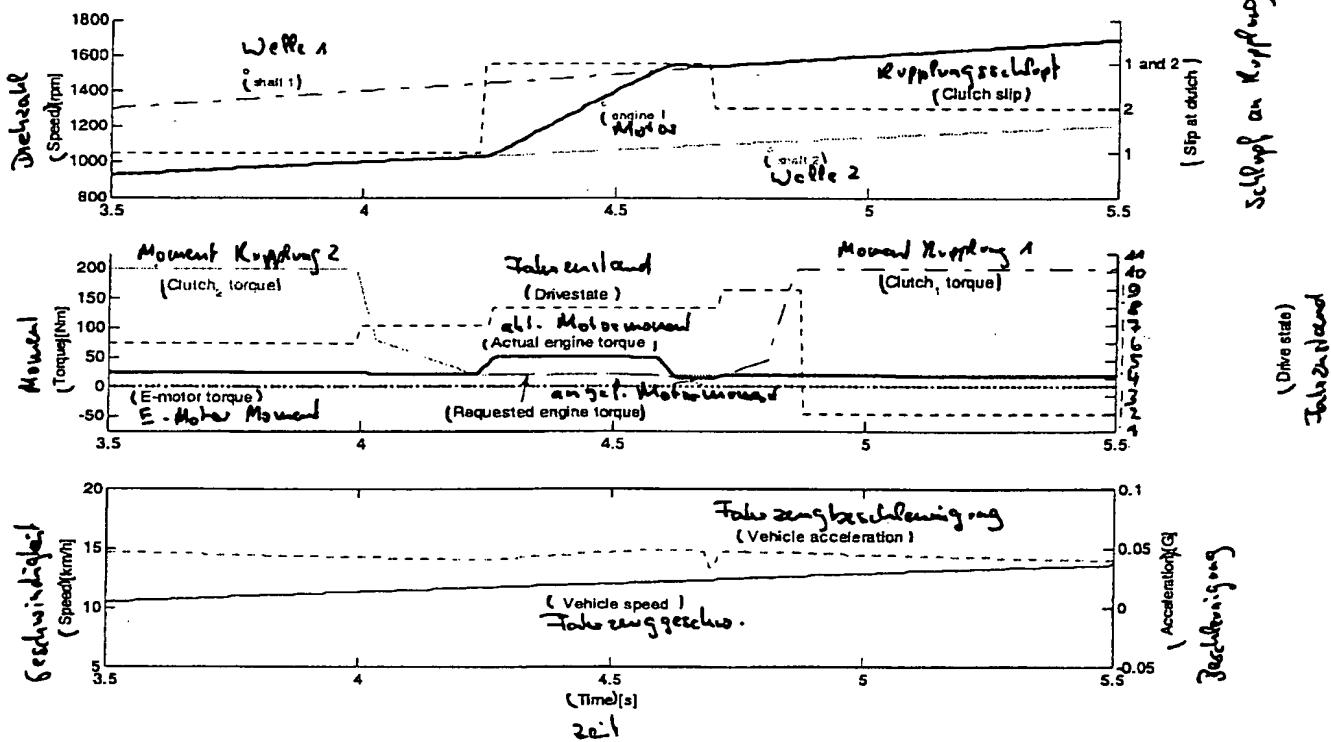


Fig. 24

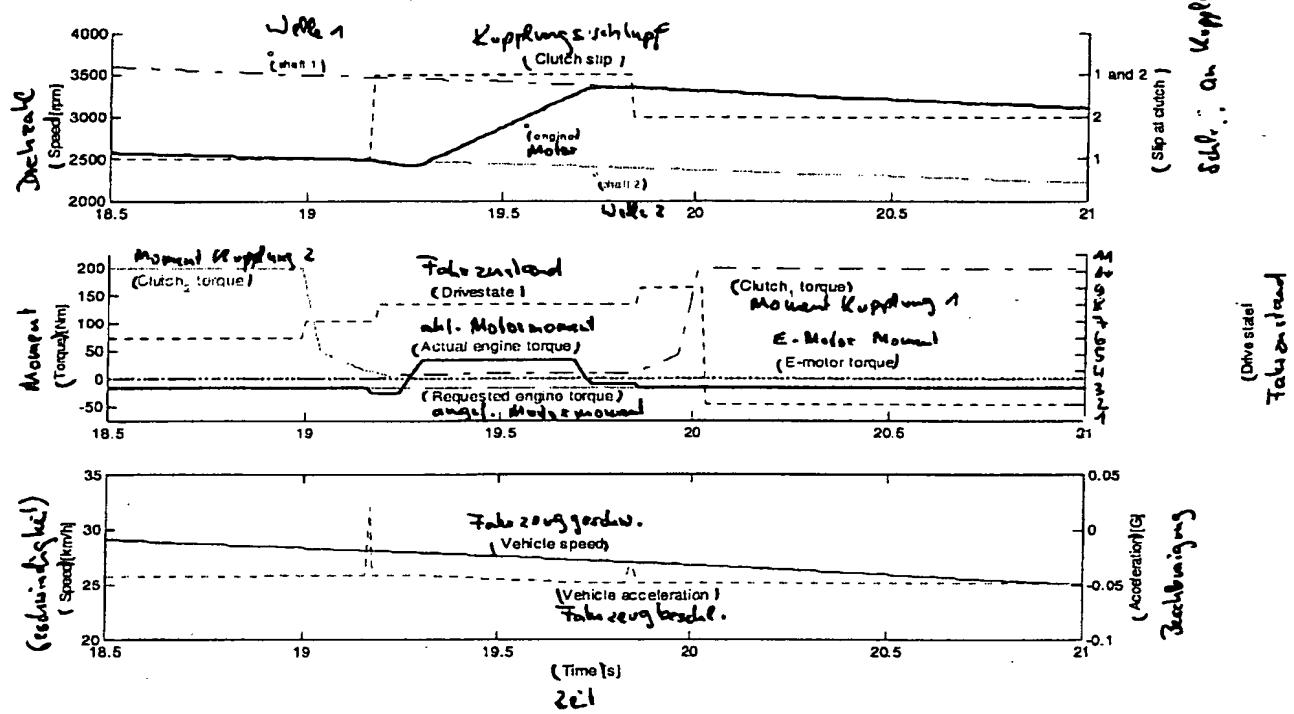


Fig. 25

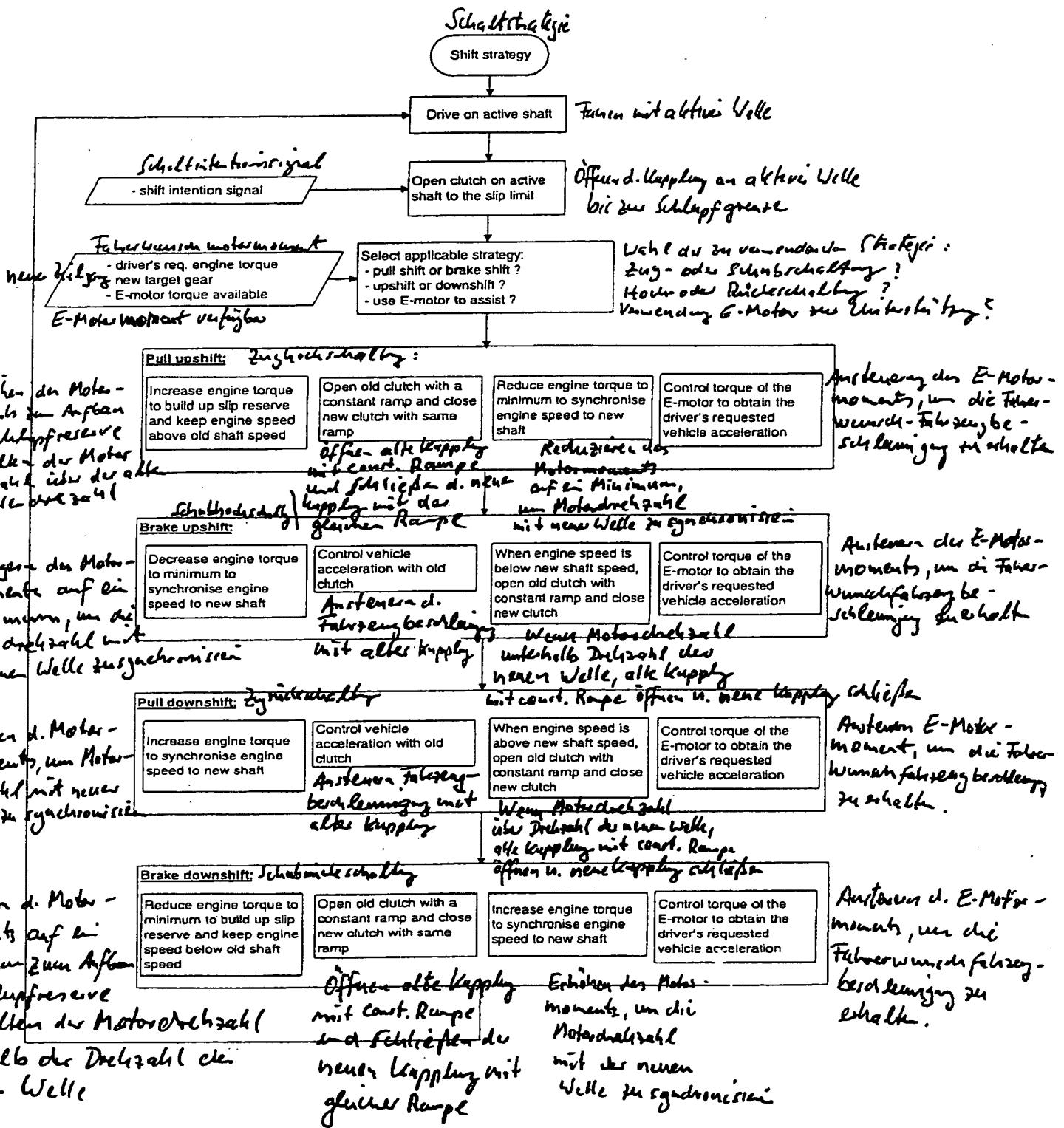


Fig. 26

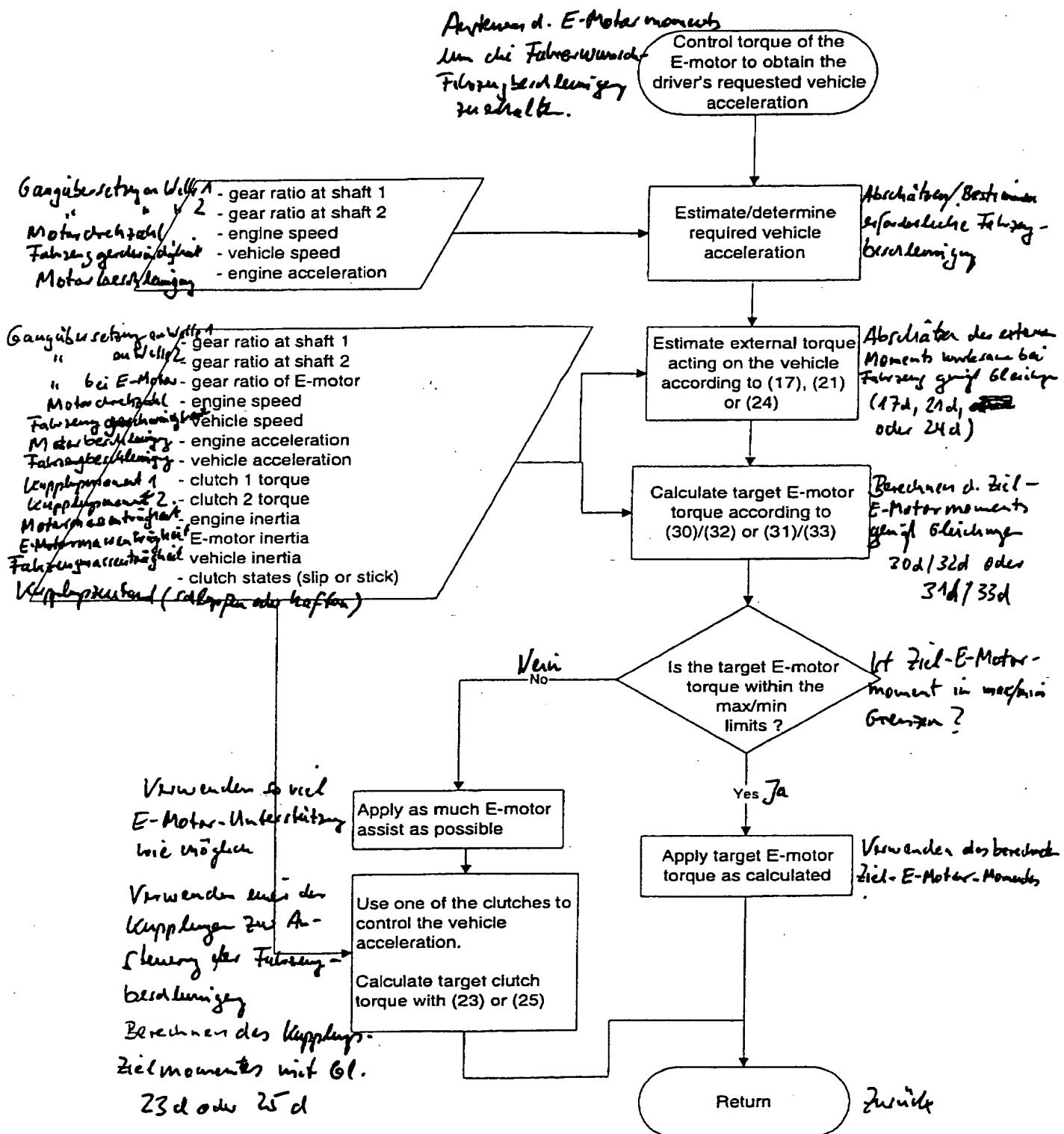


Fig. 27

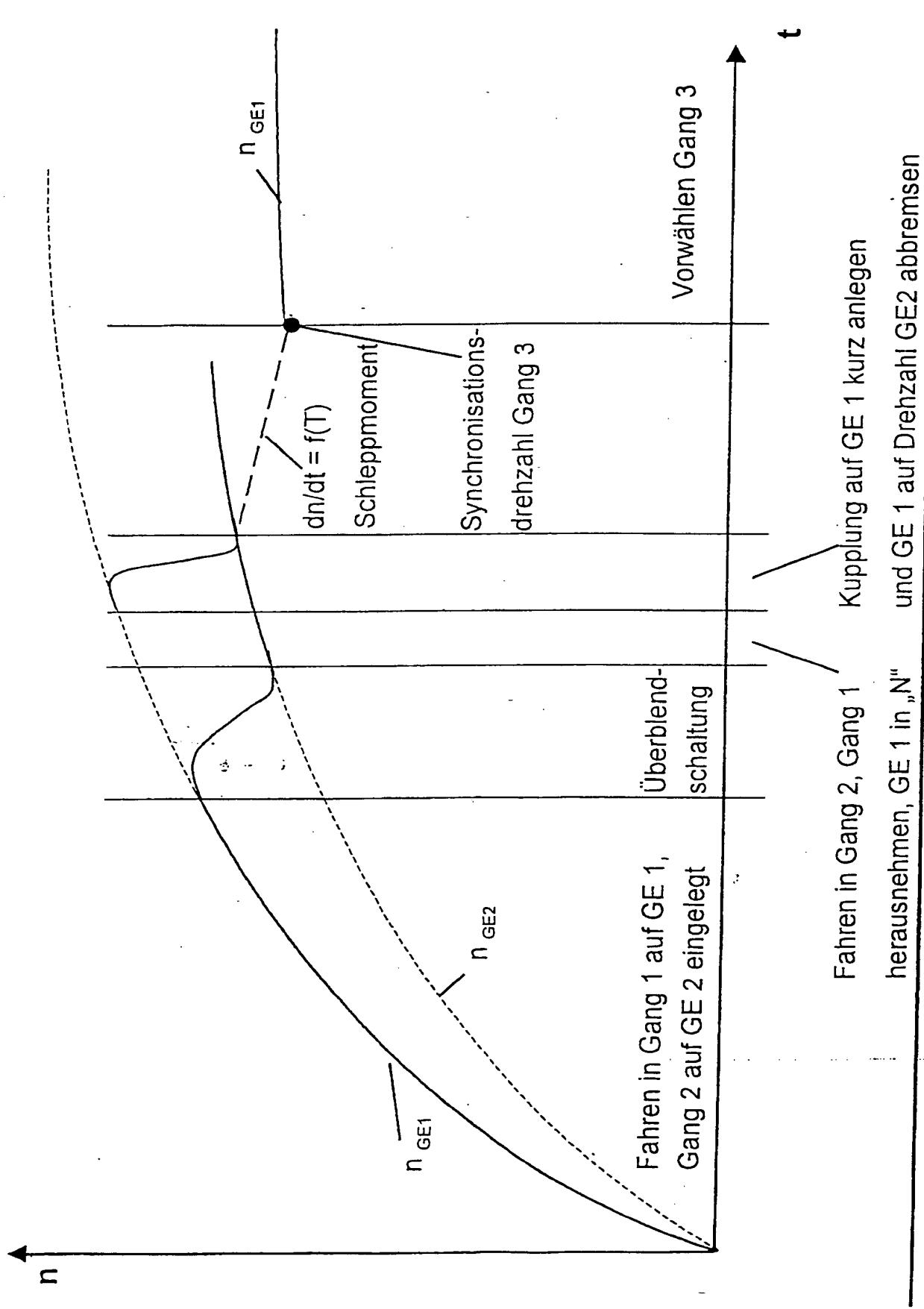


Fig. 28

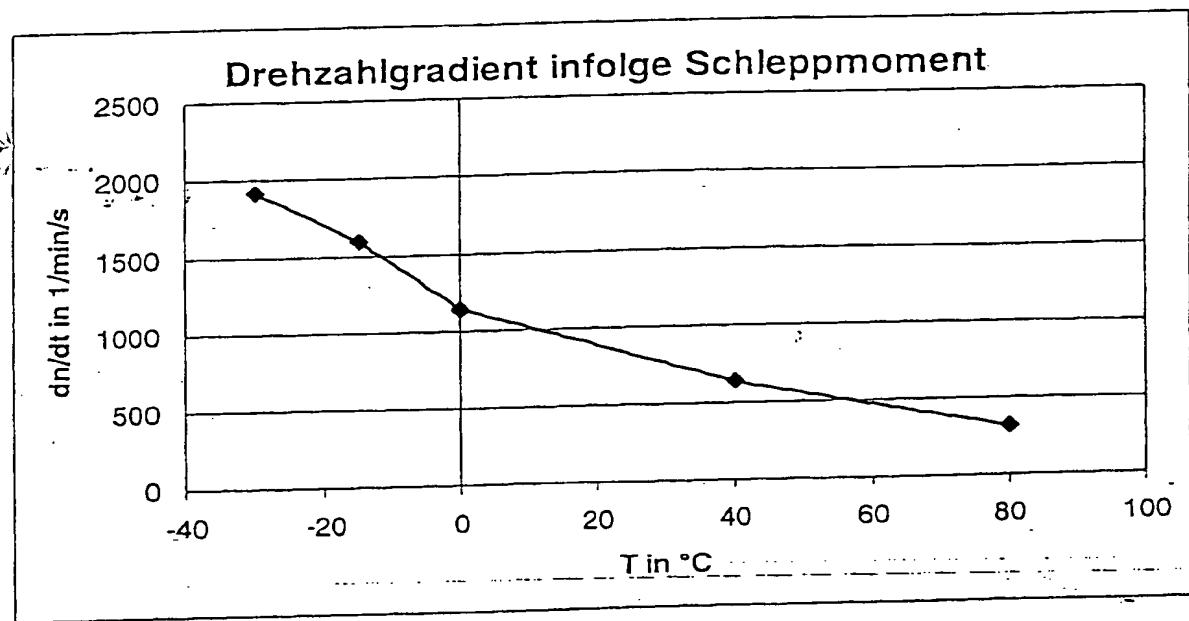


Fig. 29

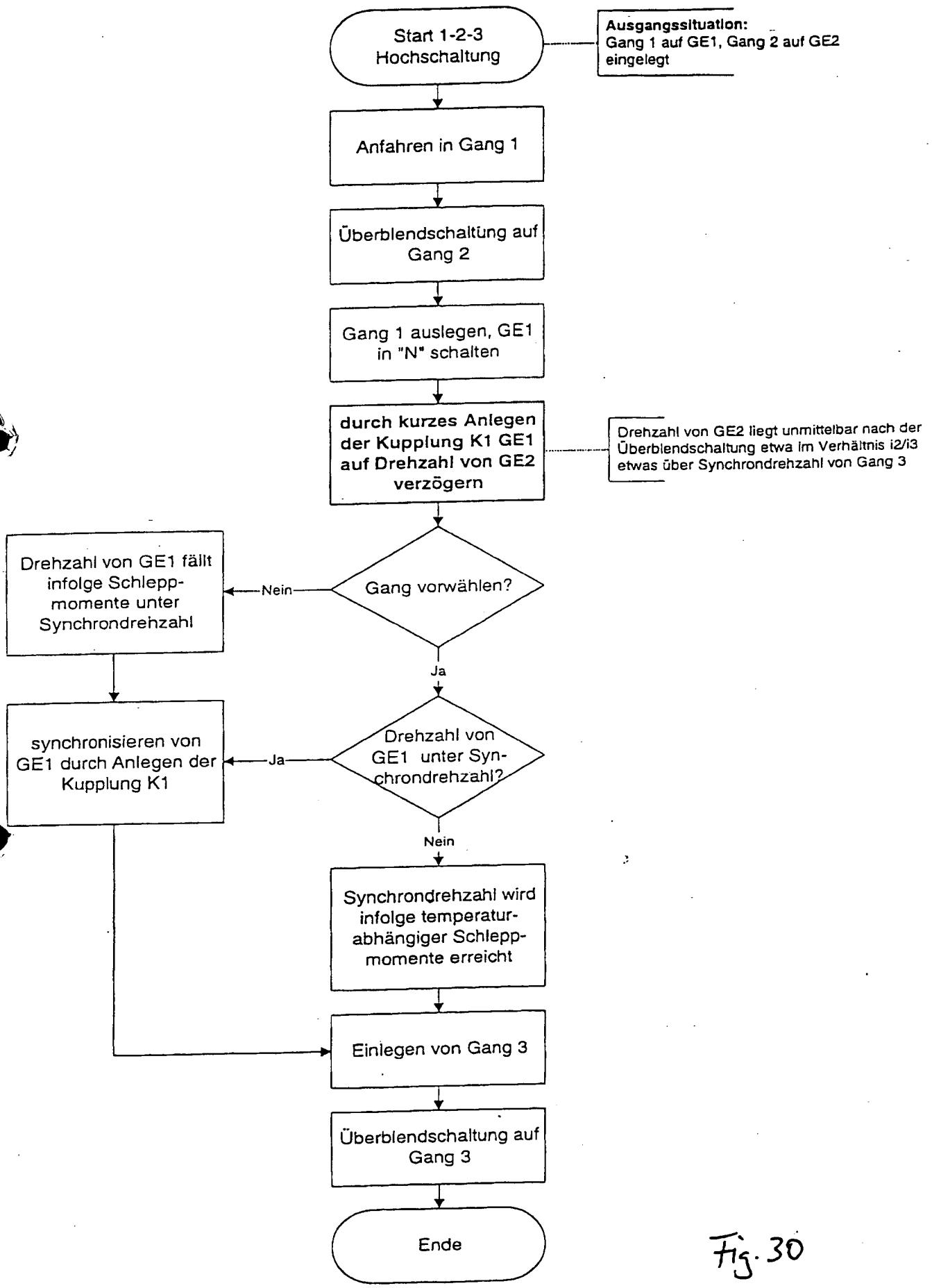
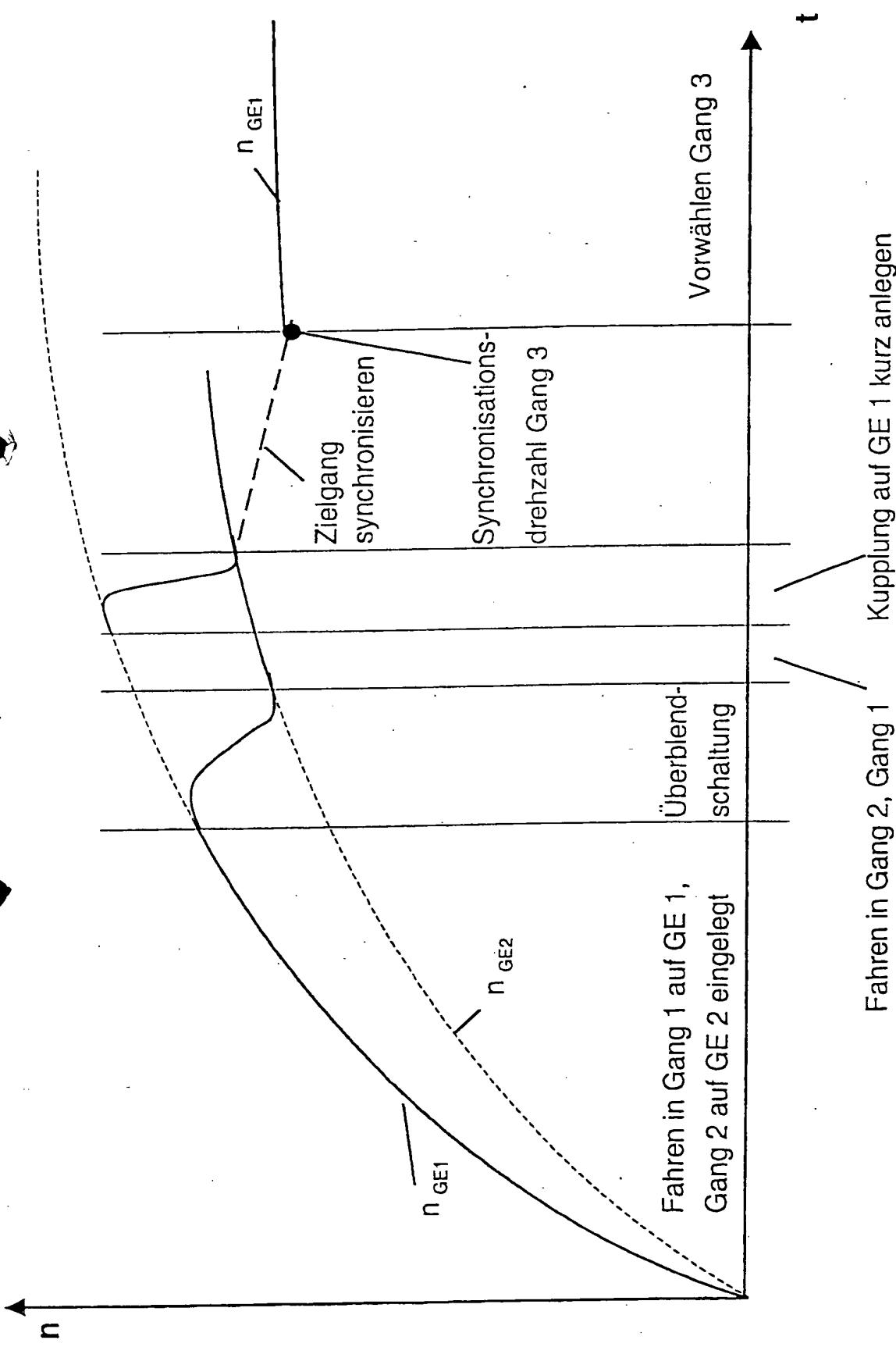


Fig. 30



Fahren in Gang 1 auf GE 1,
Gang 2 auf GE 2 eingelegt
herausnehmen, GE 1 in „N“

Kupplung auf GE 1 kurz anlegen

und GE 1 auf Drehzahl GE2 abbremsen

Fig. 30a

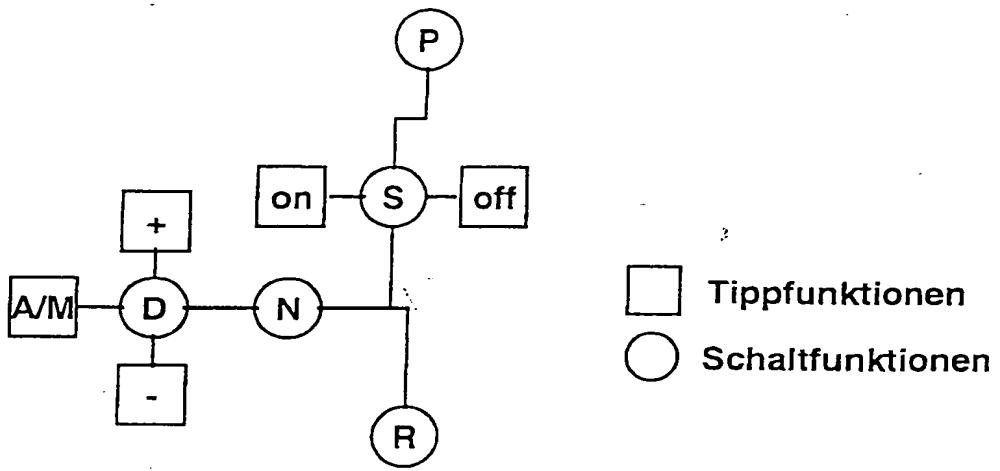


Fig. 31

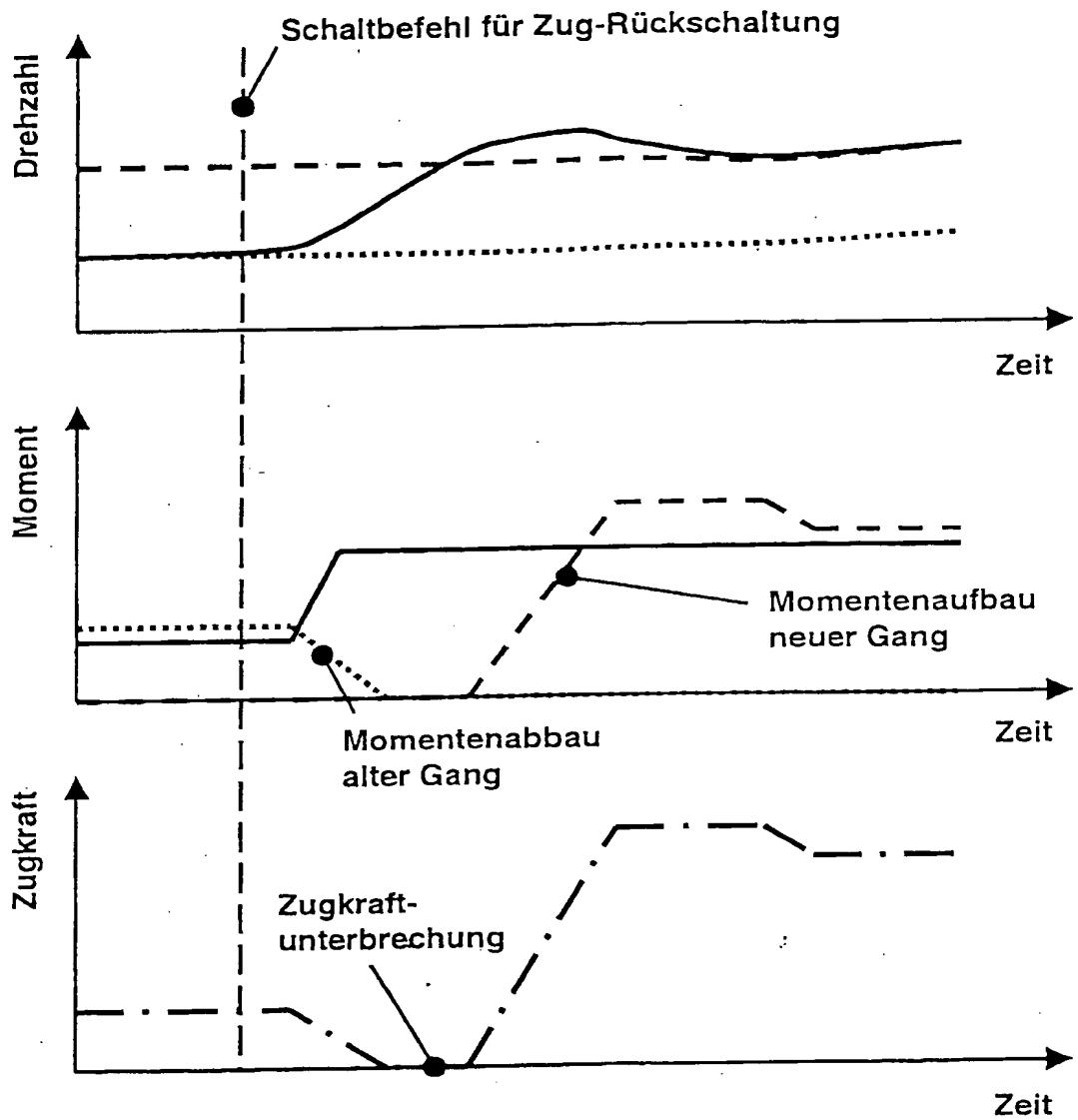


Fig. 32

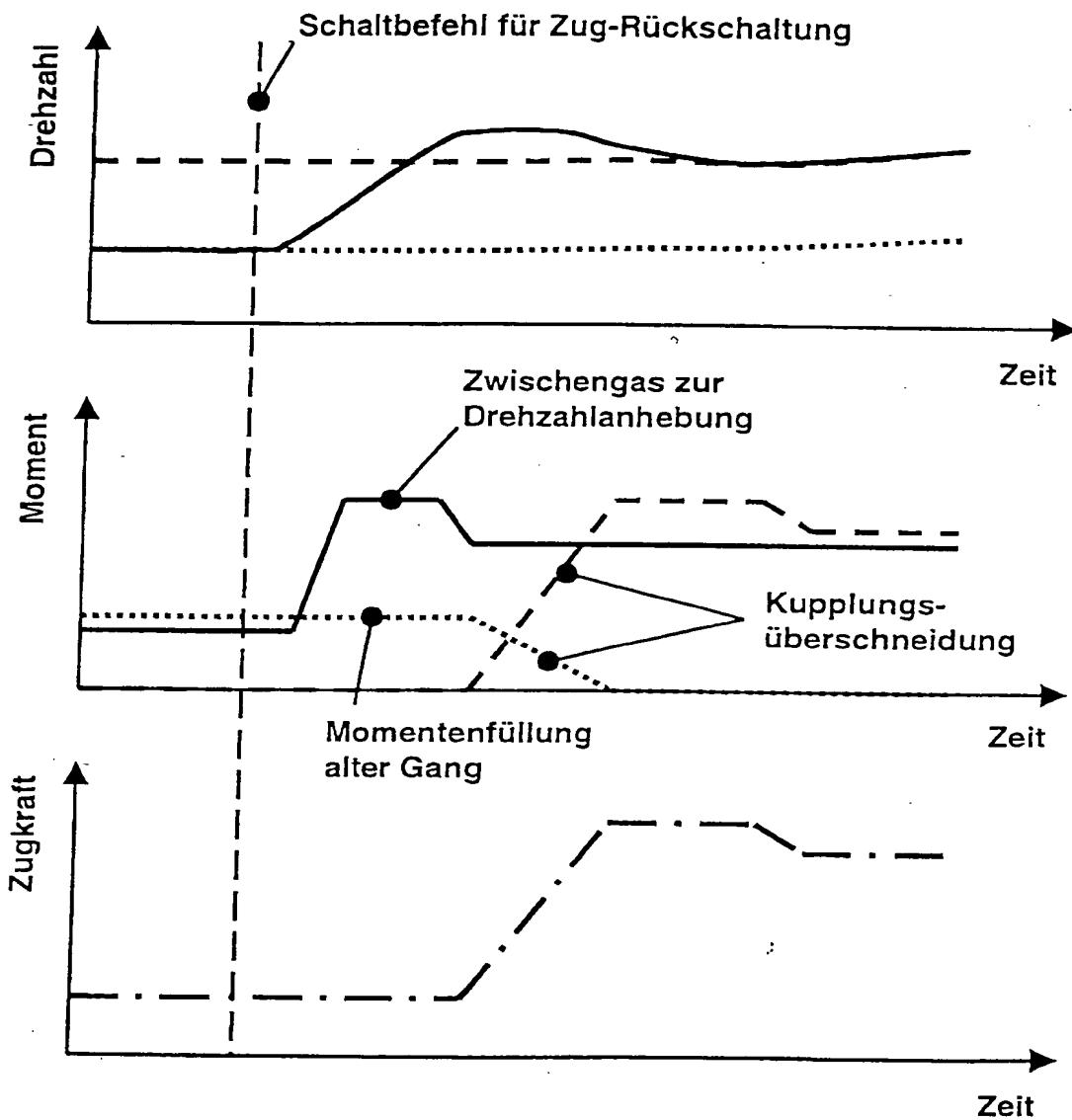


Fig. 33

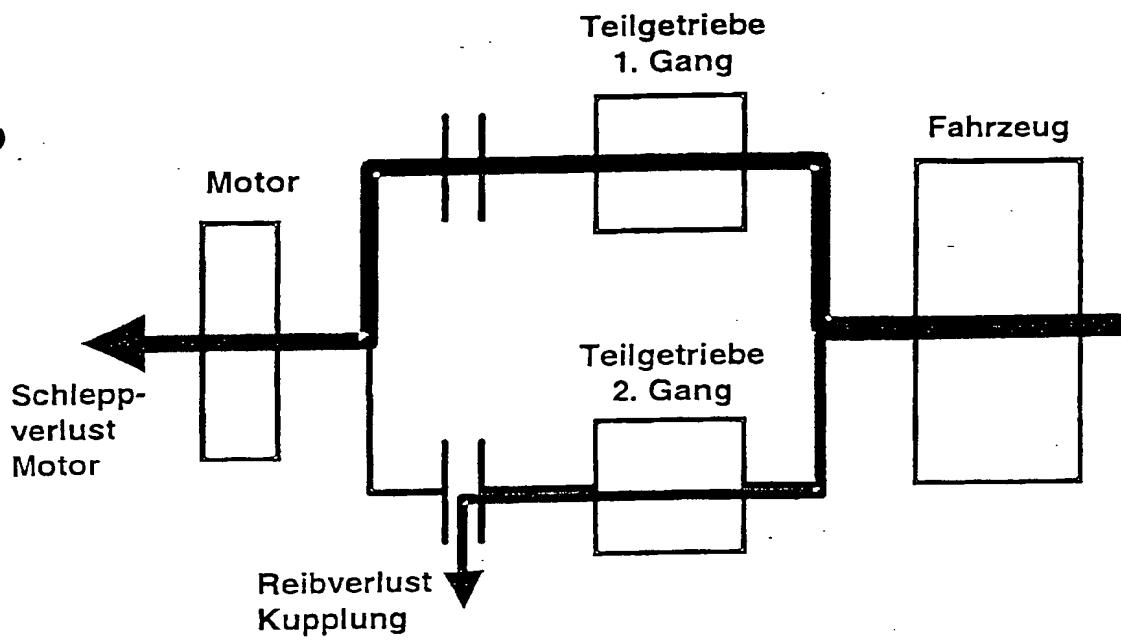


Fig. 34

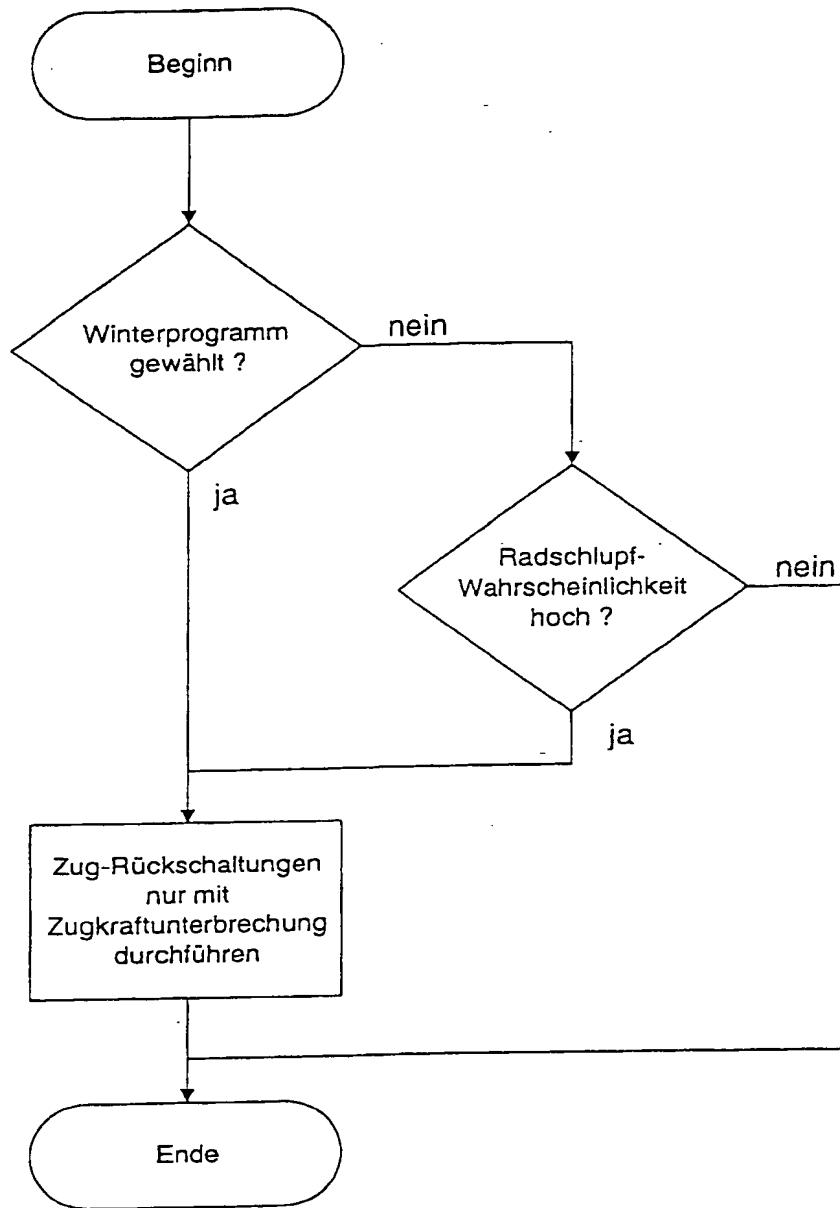


Fig. 35

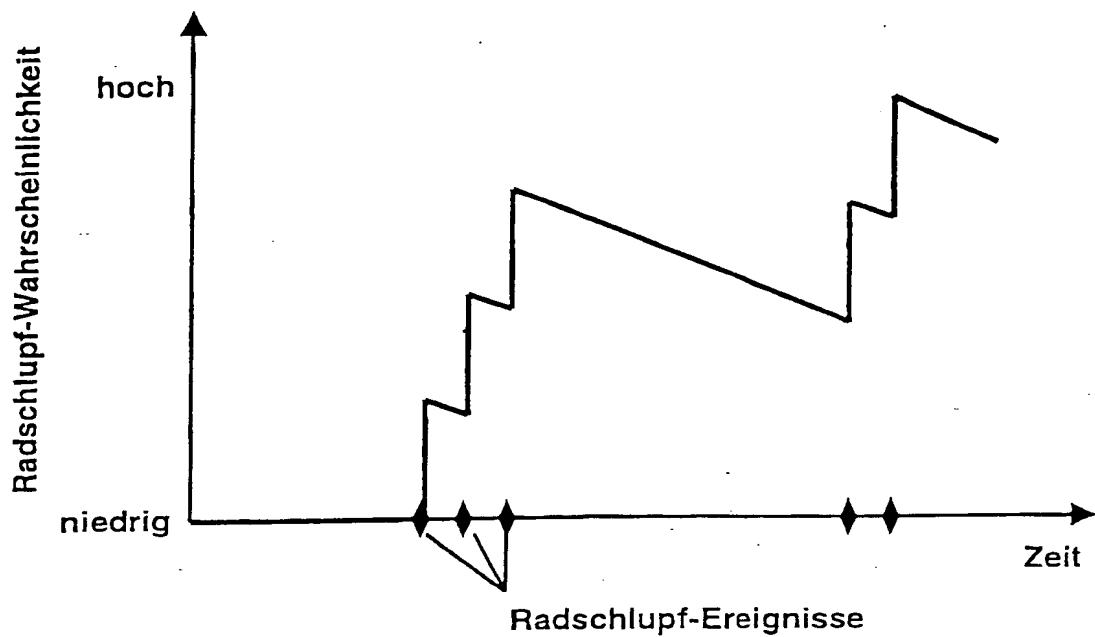


Fig. 36

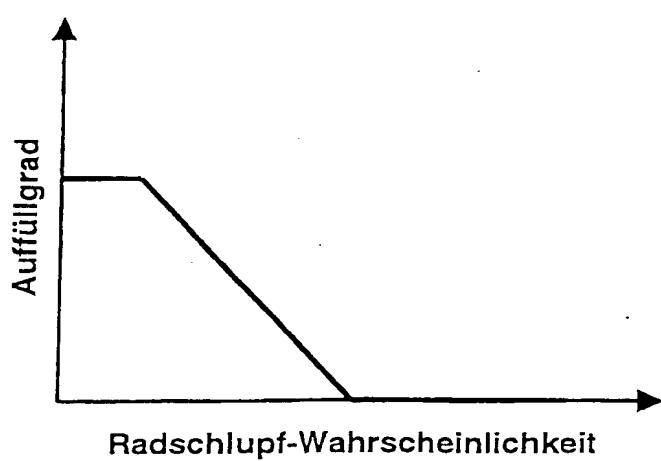


Fig. 37

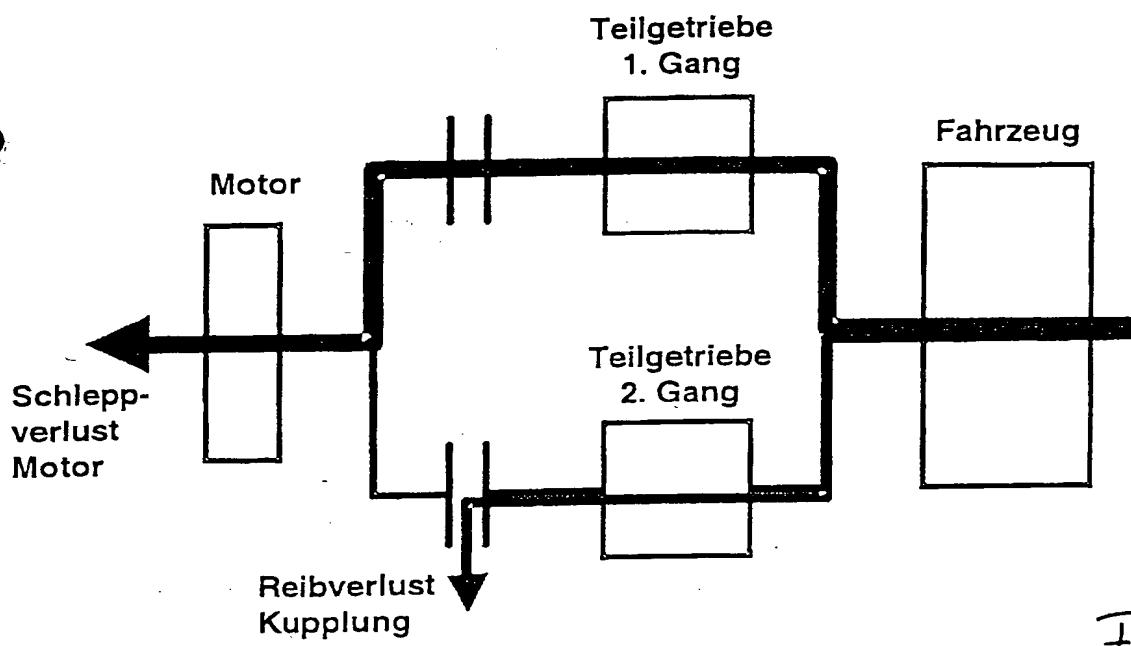


Fig. 38

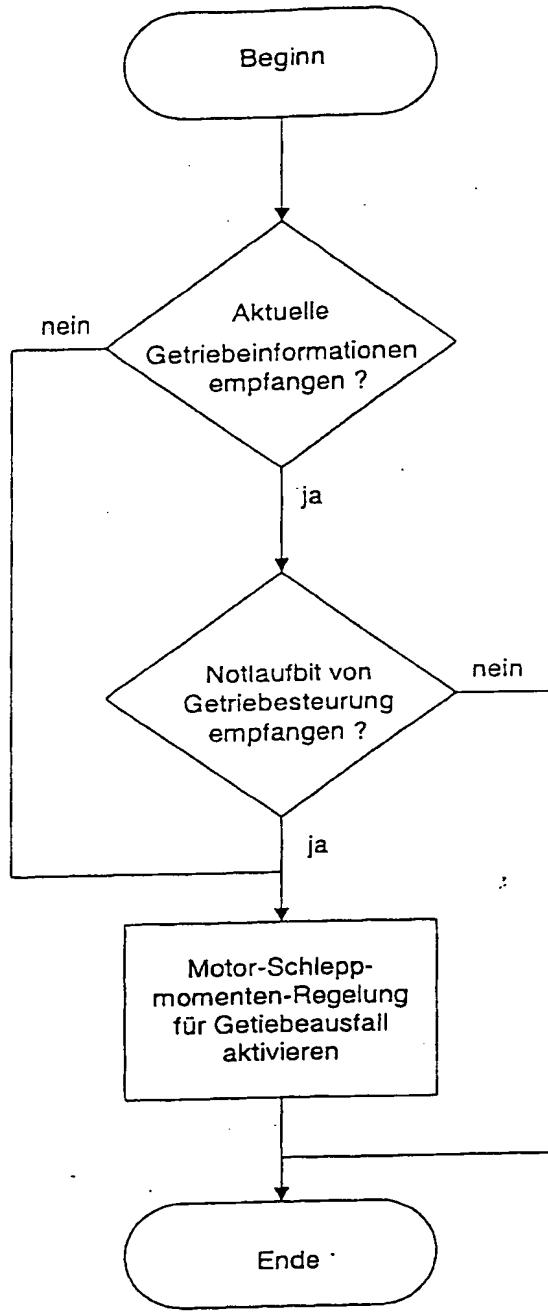


Fig. 39

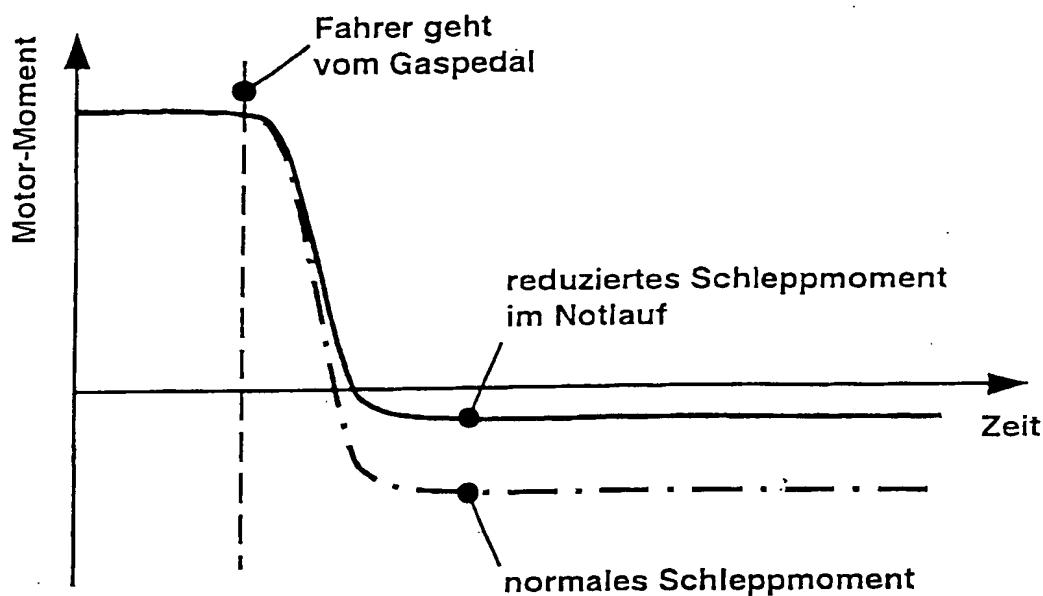


Fig. 40

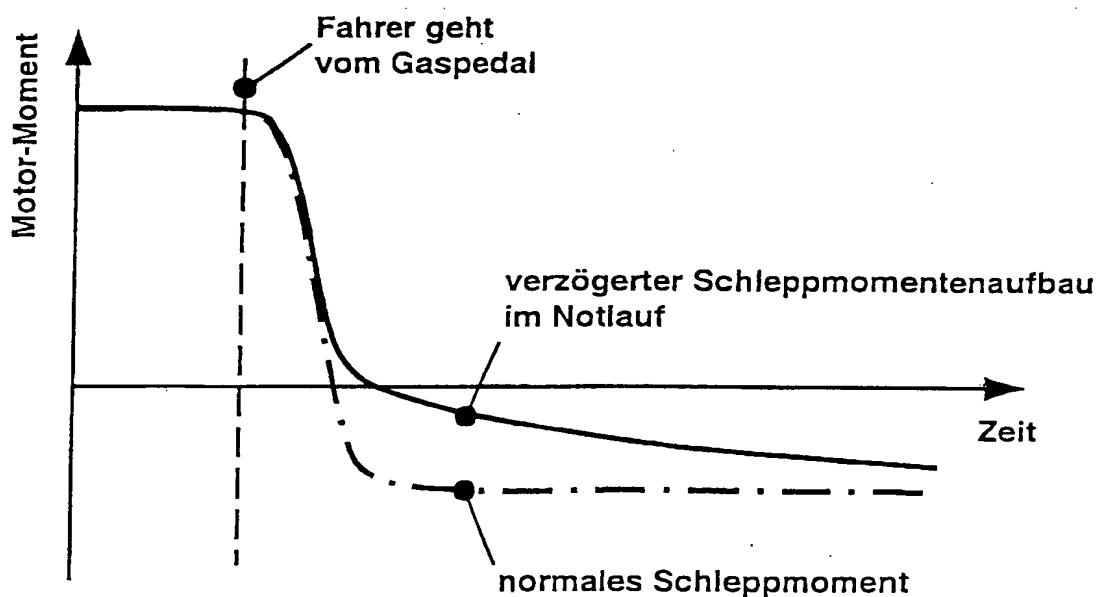


Fig. 41

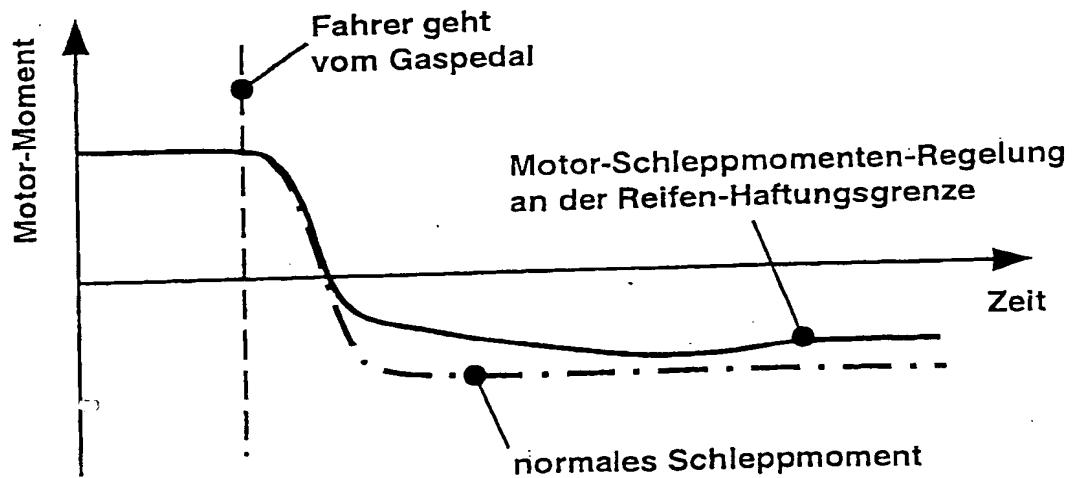
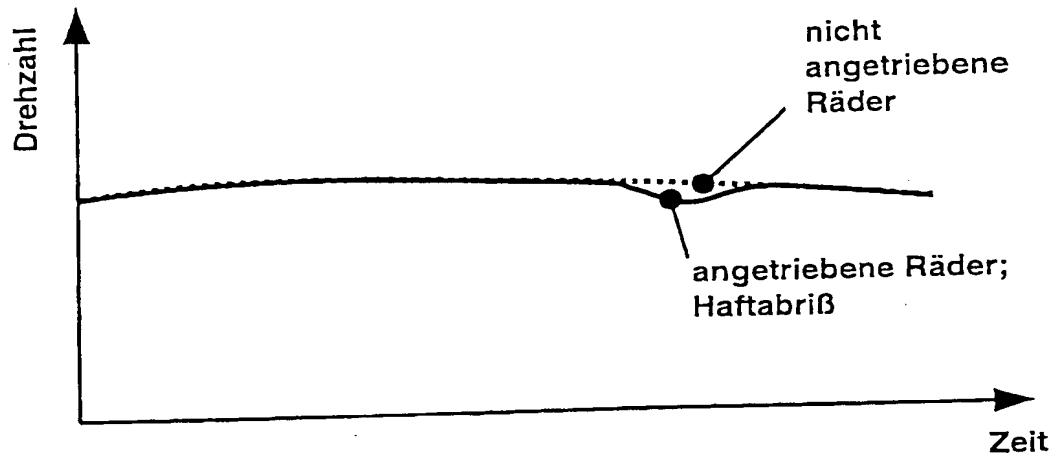


Fig. 42

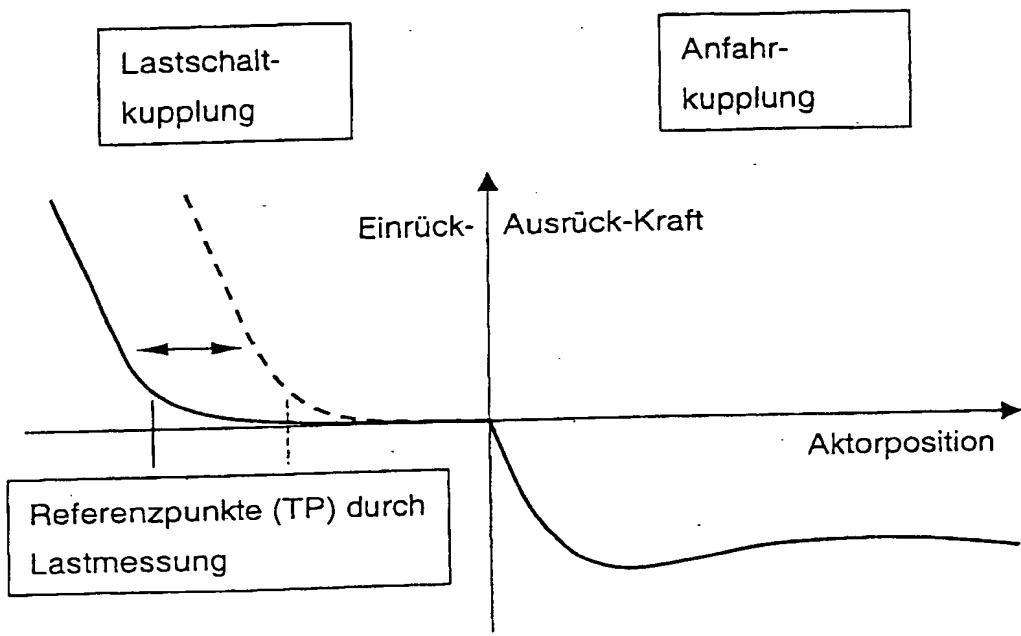


Fig. 43

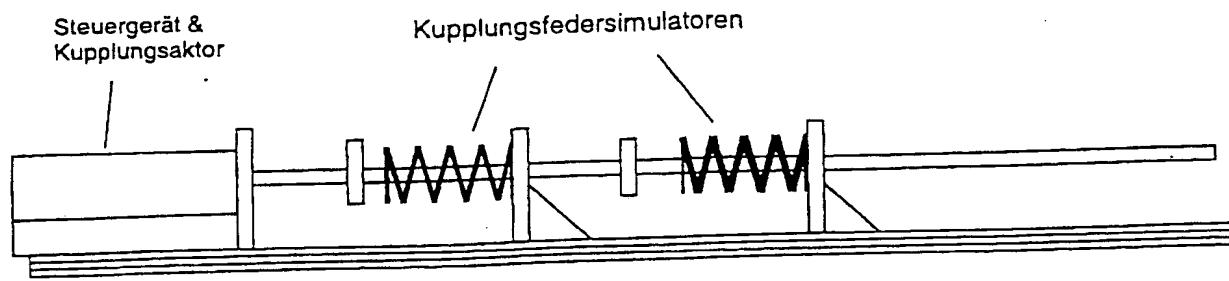


Fig. 44

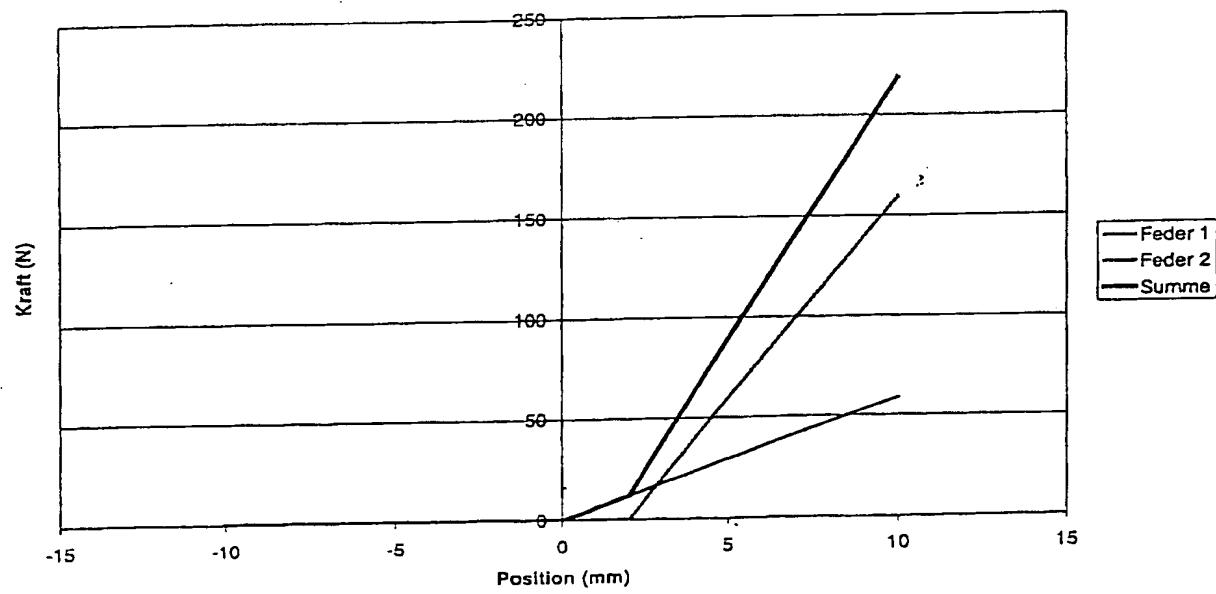


Fig. 45

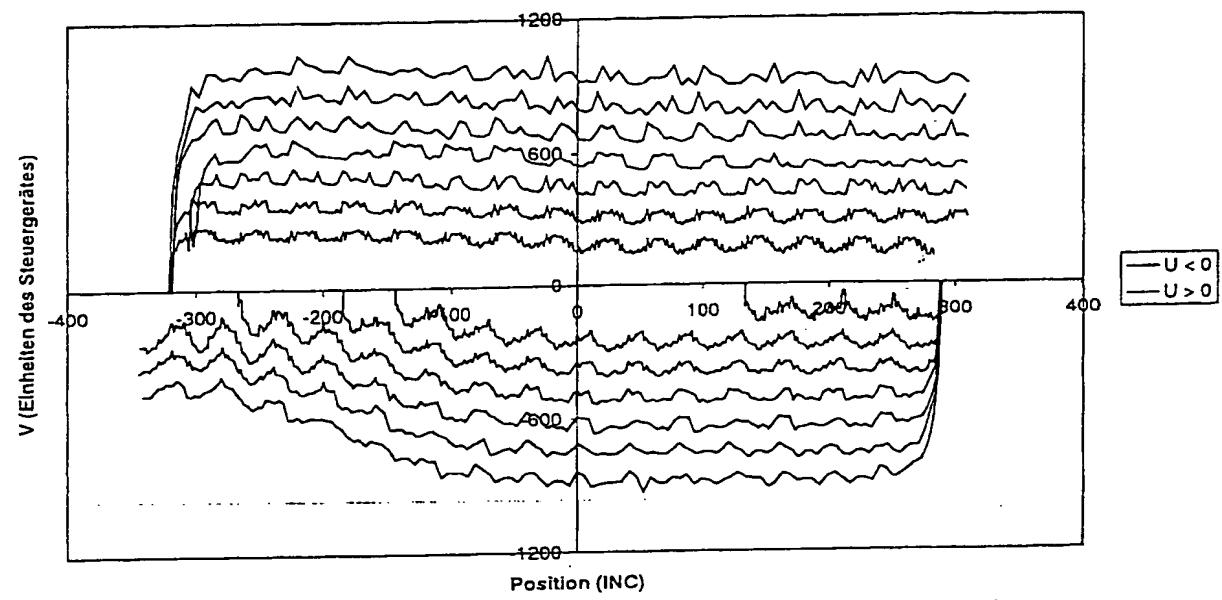


Fig. 46

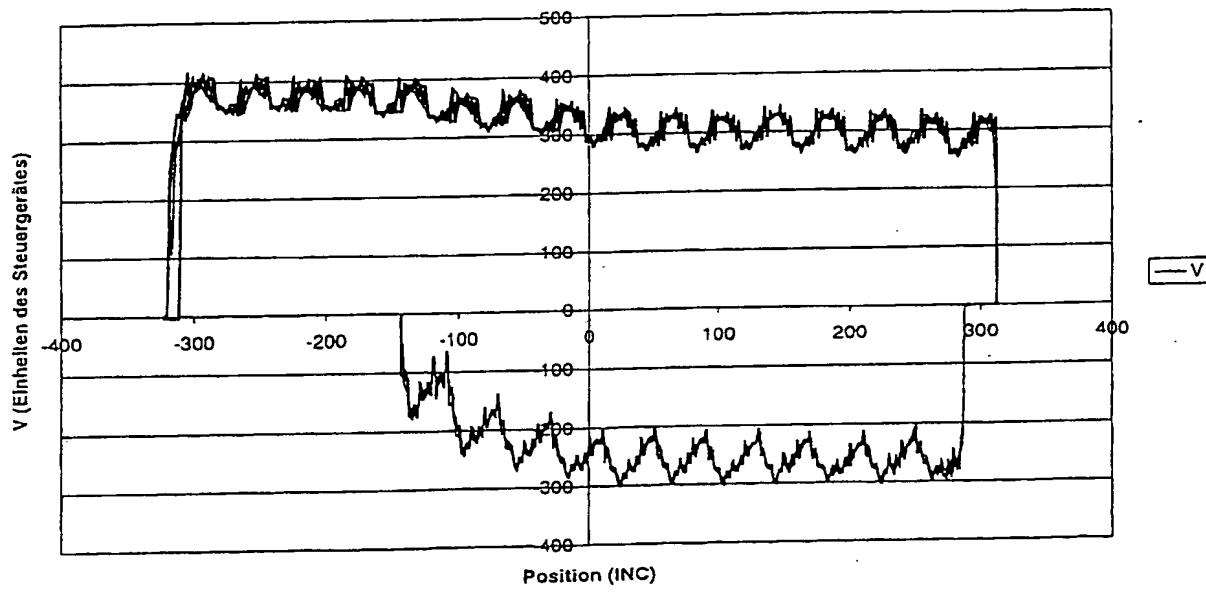


Fig. 47

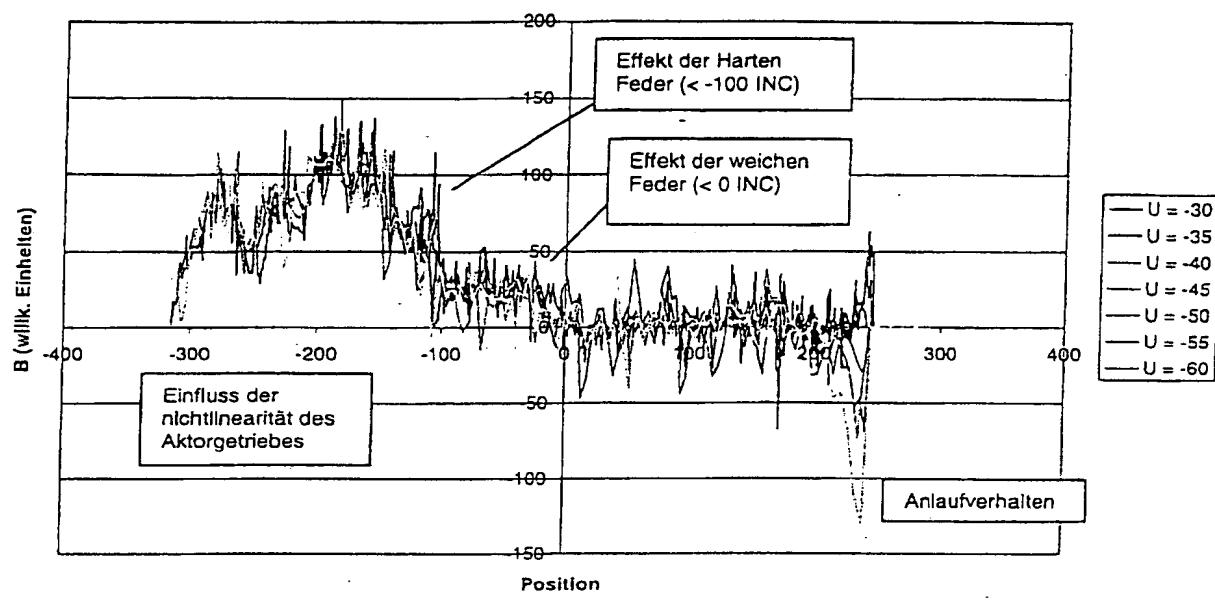


Fig. 48

$V(Pos); U = -45$

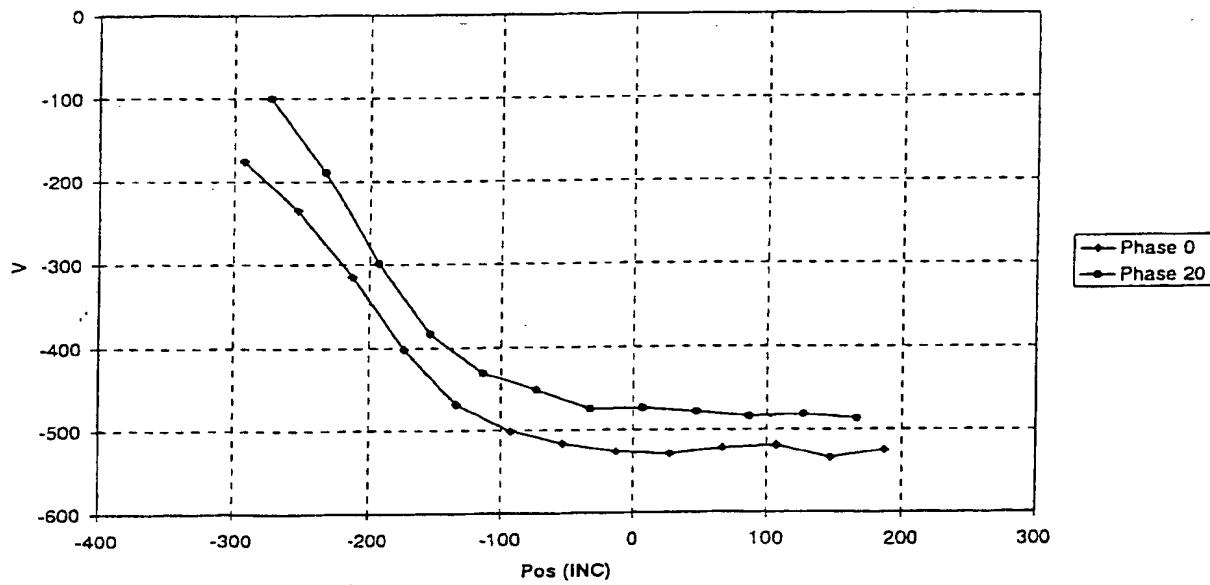


Fig. 49

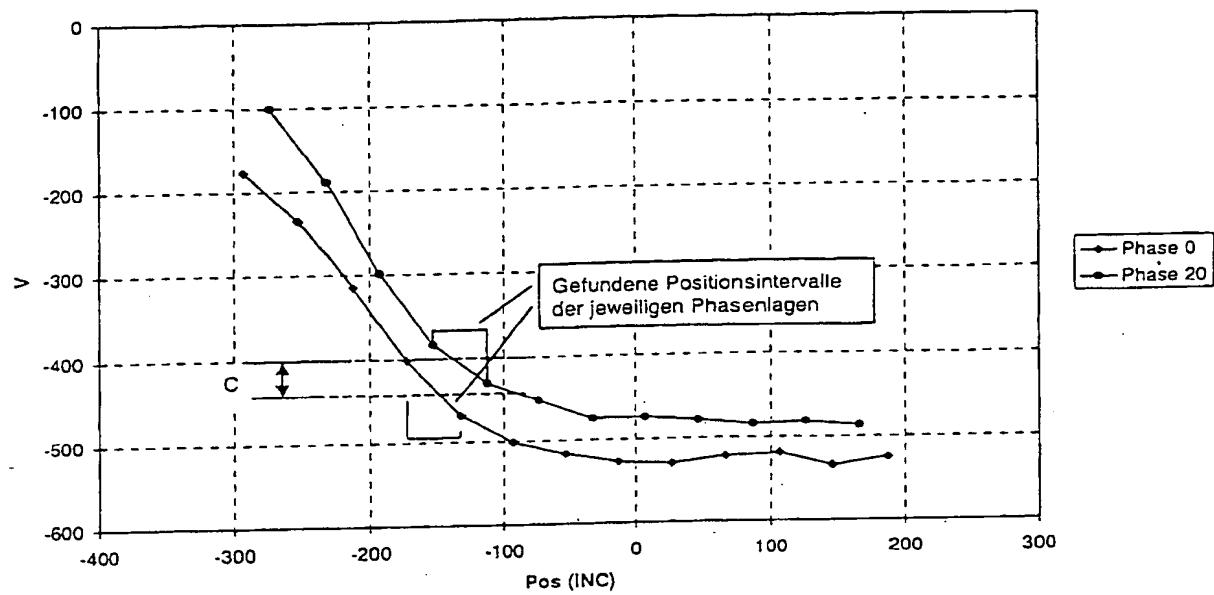


Fig. 50

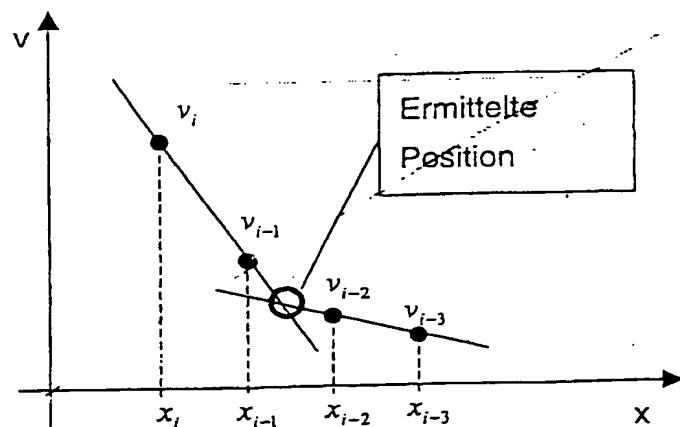


Fig. 51

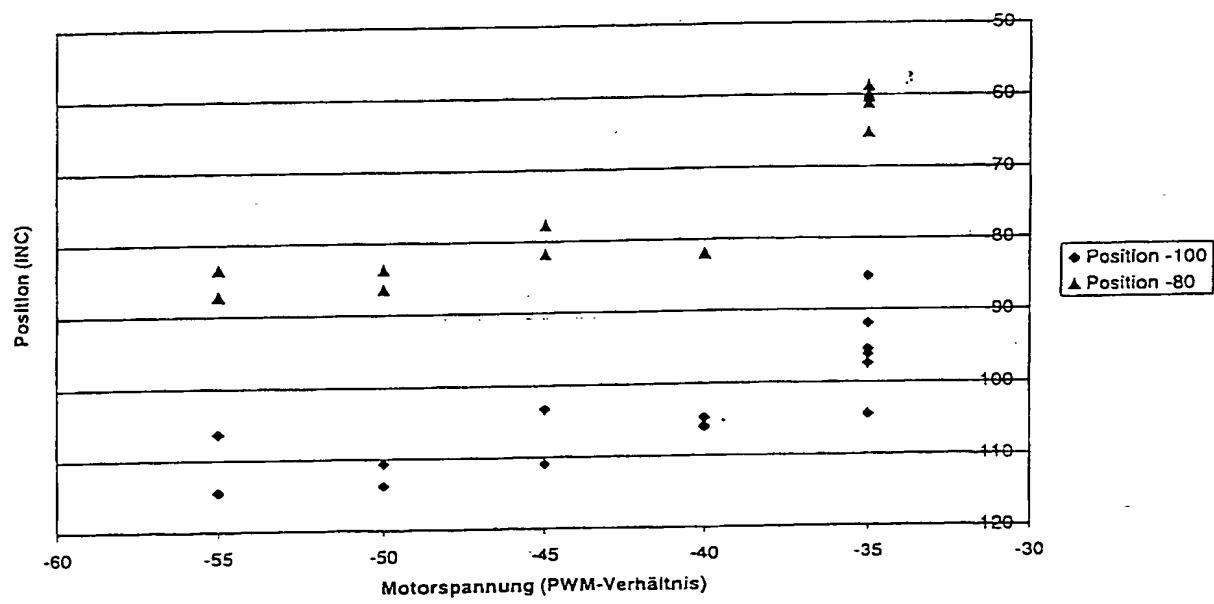


Fig. 52

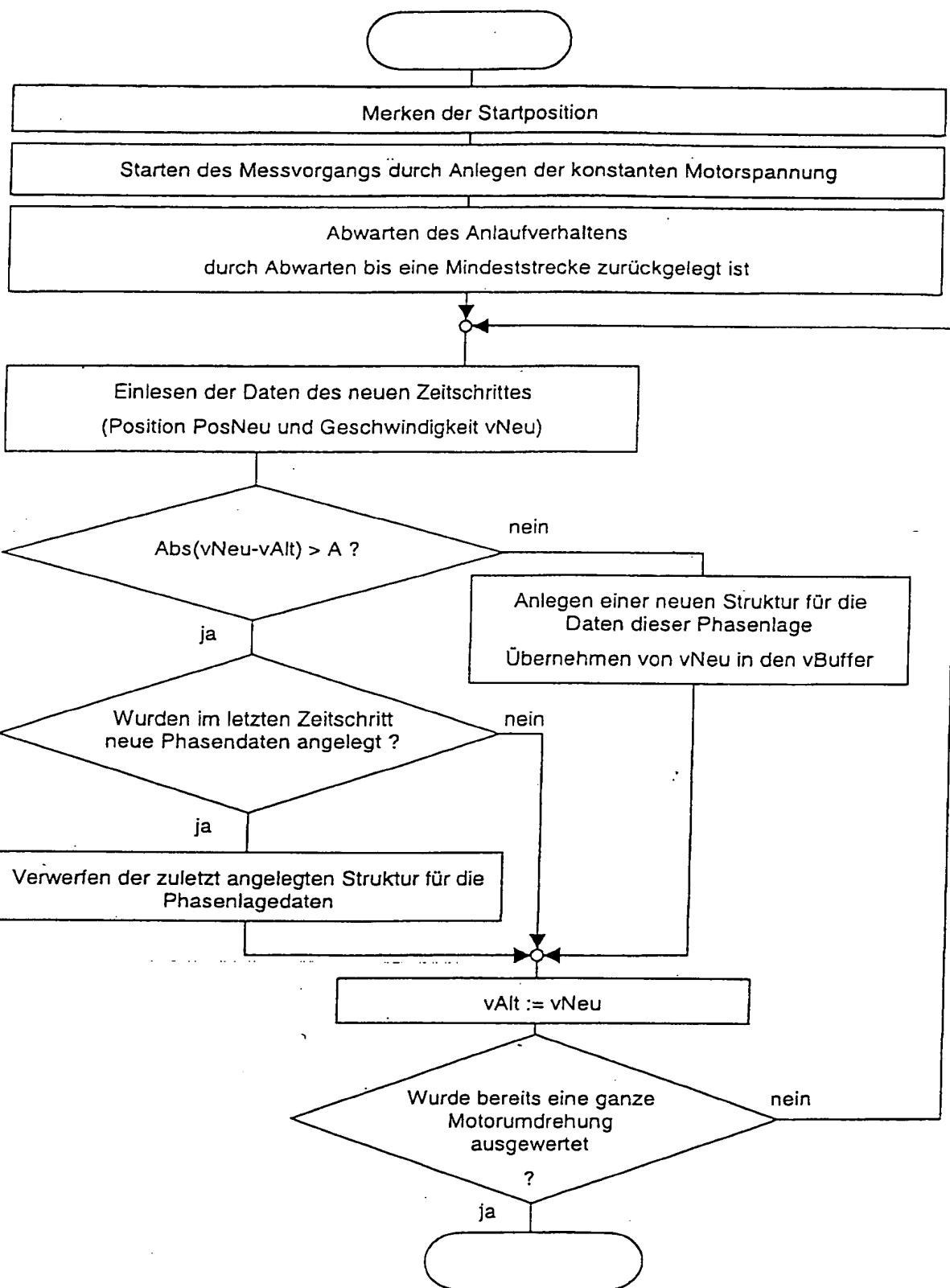


Fig. 53

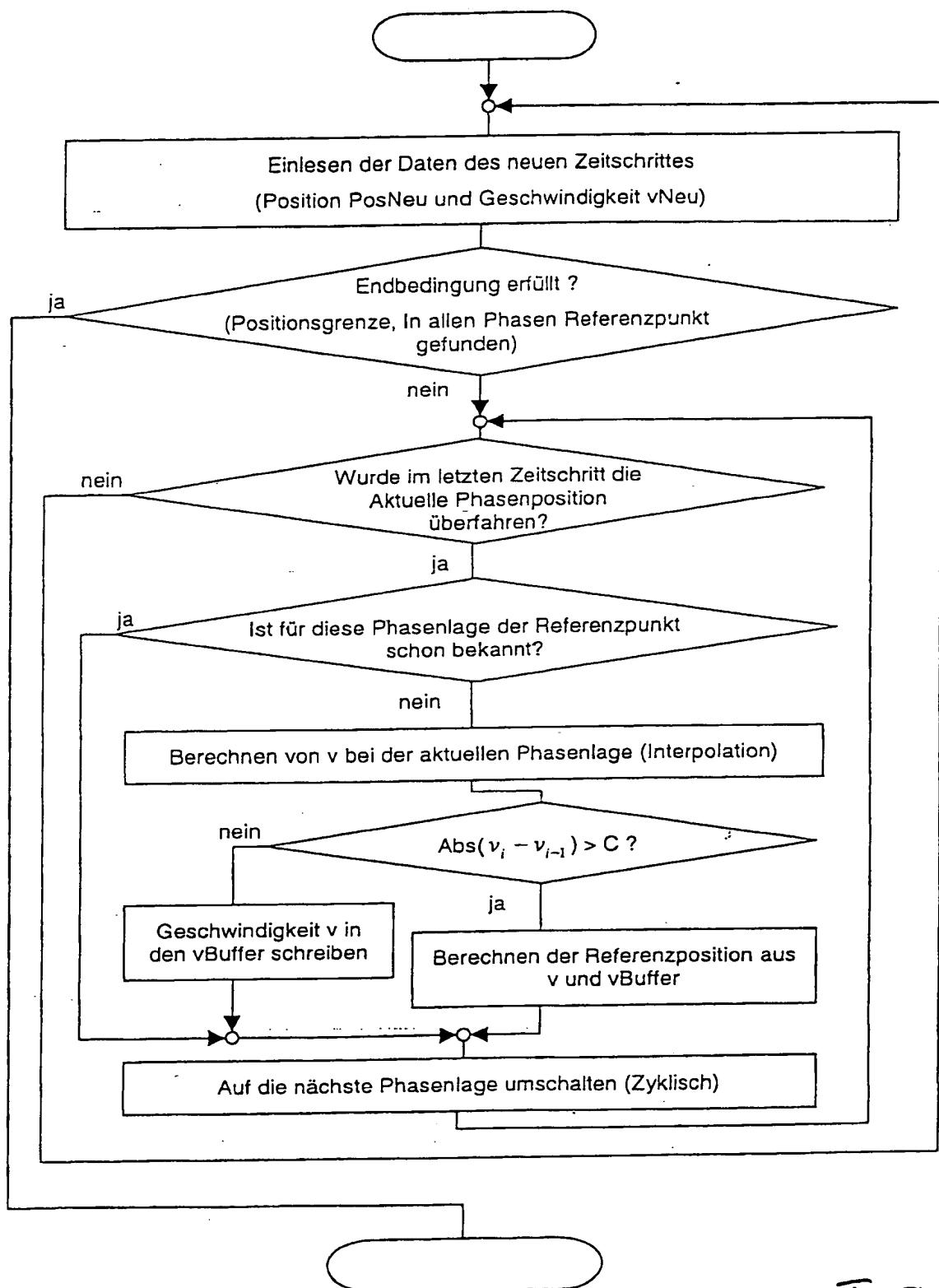


Fig. 54

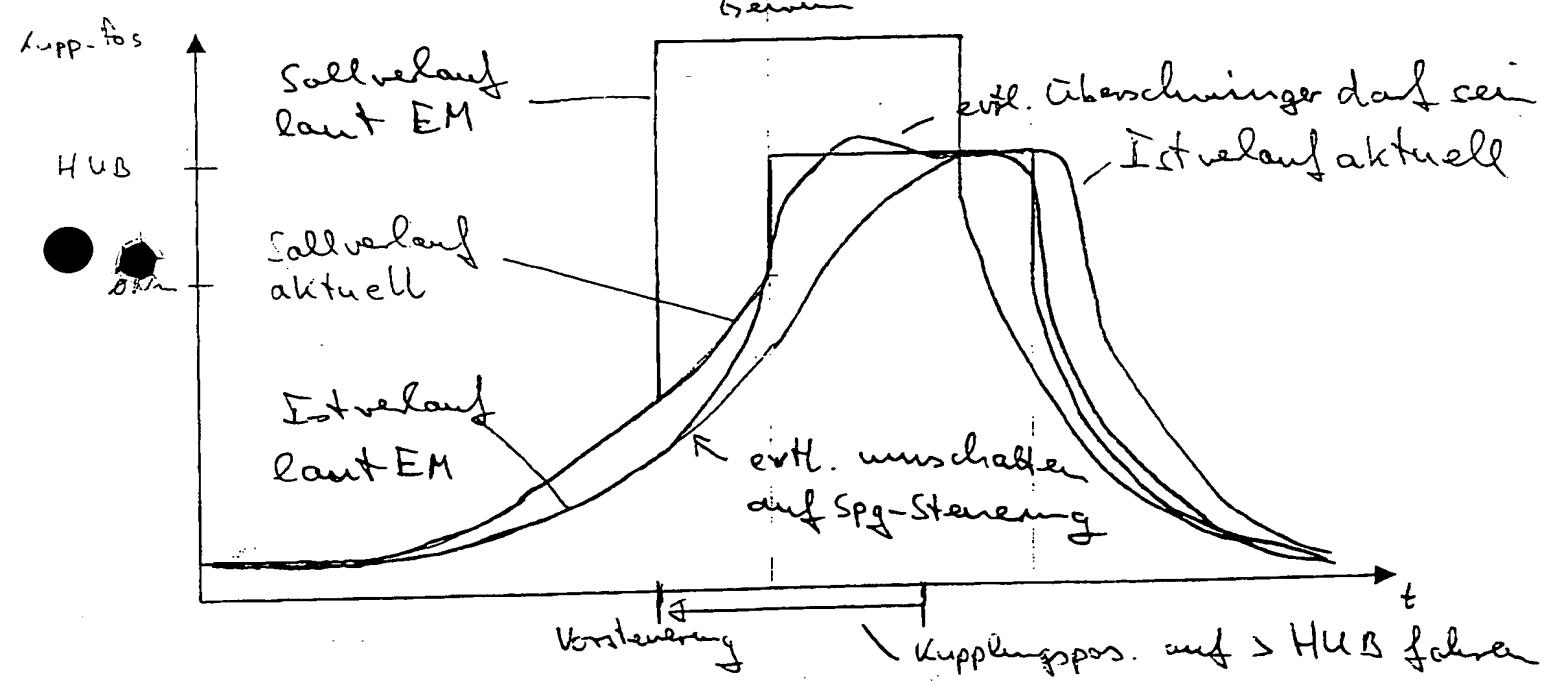
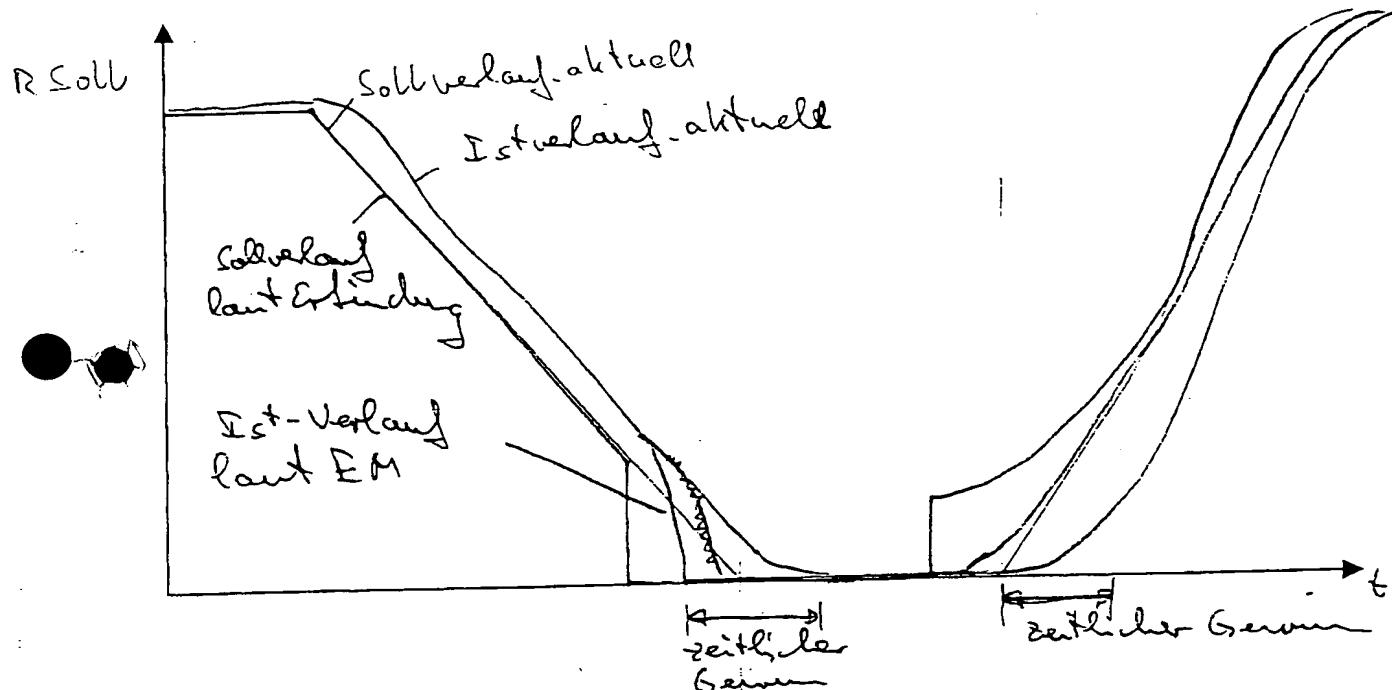


Fig. 55

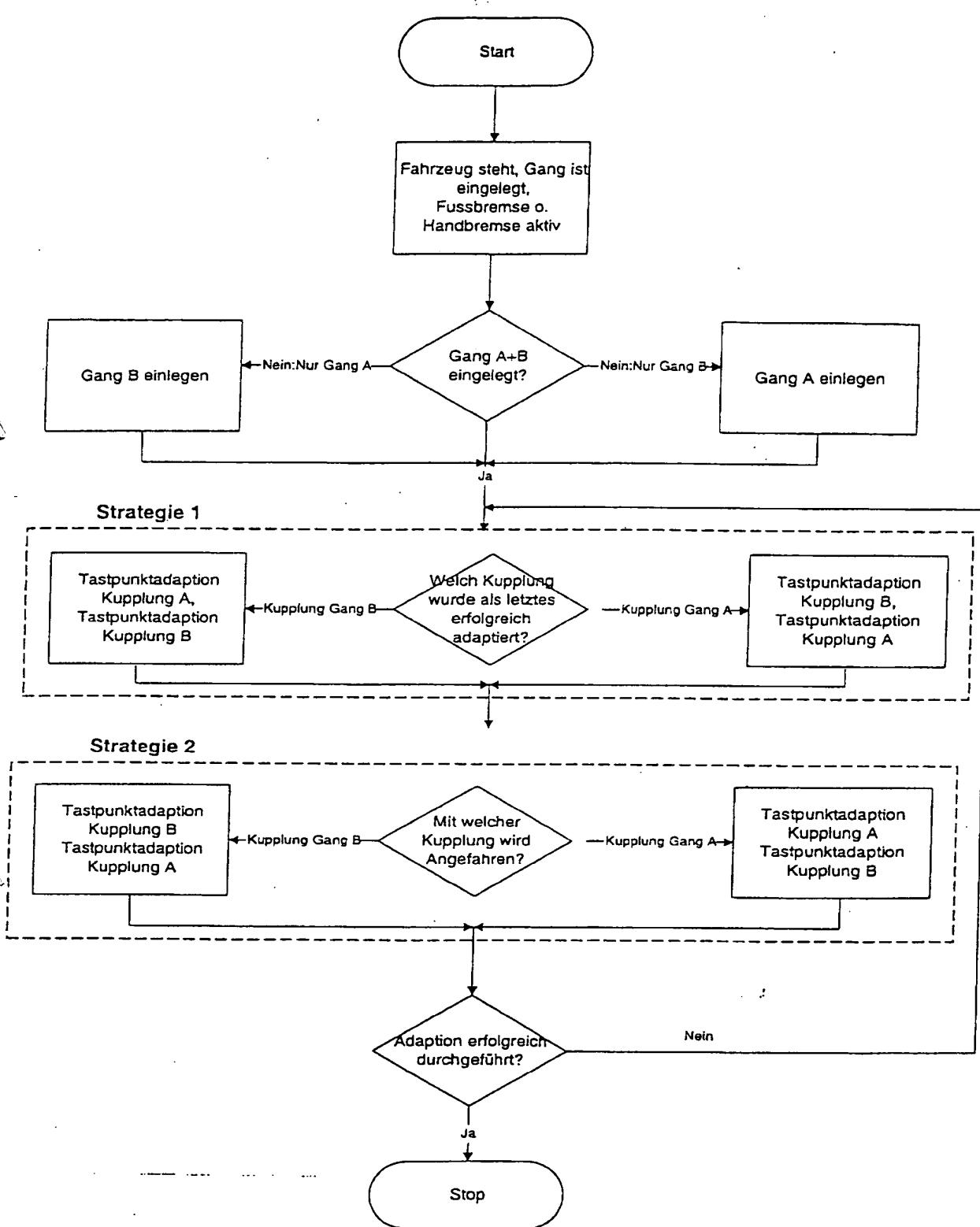


Fig. 56

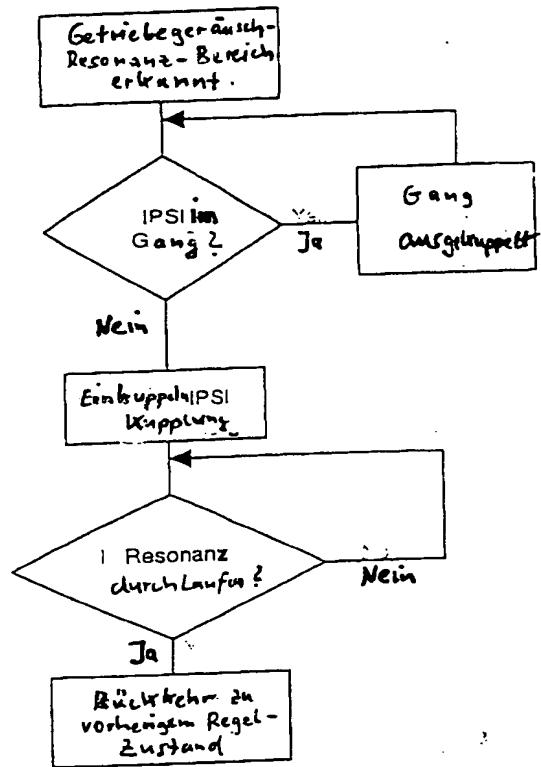


Fig. 57

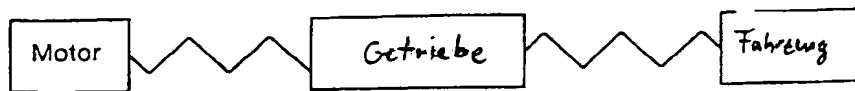


Fig. 58

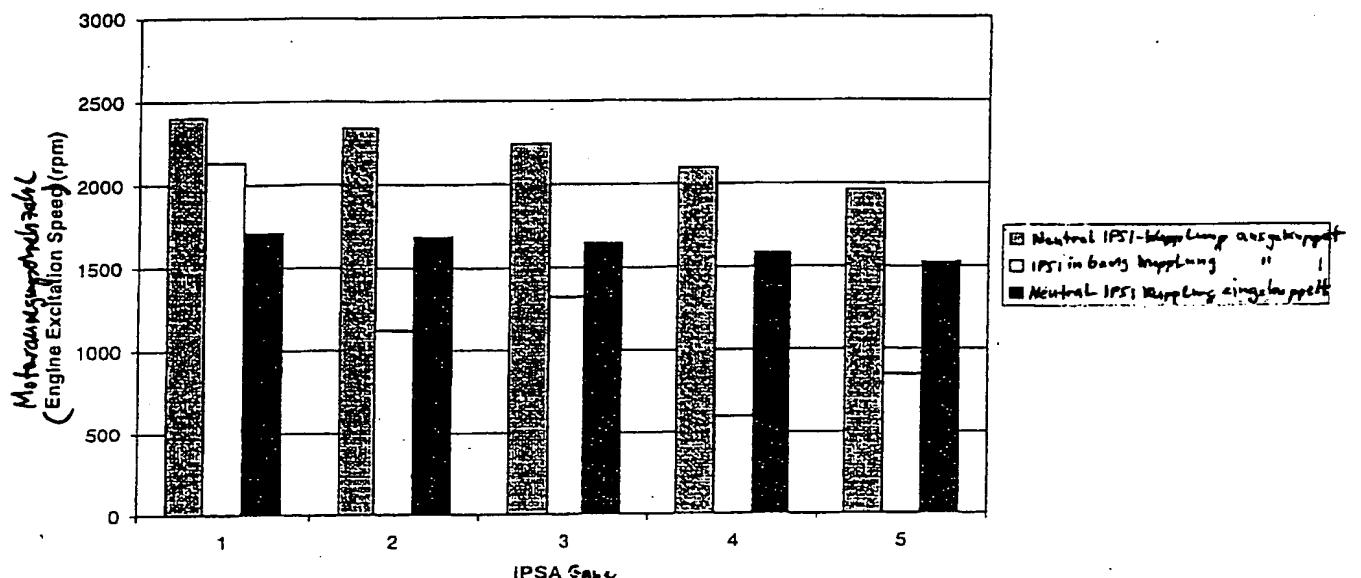


Fig. 59

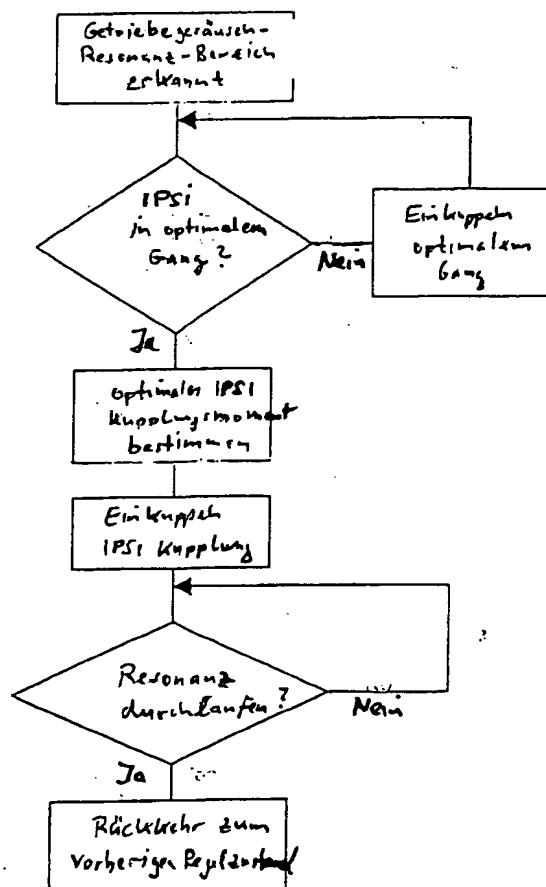


Fig. 60

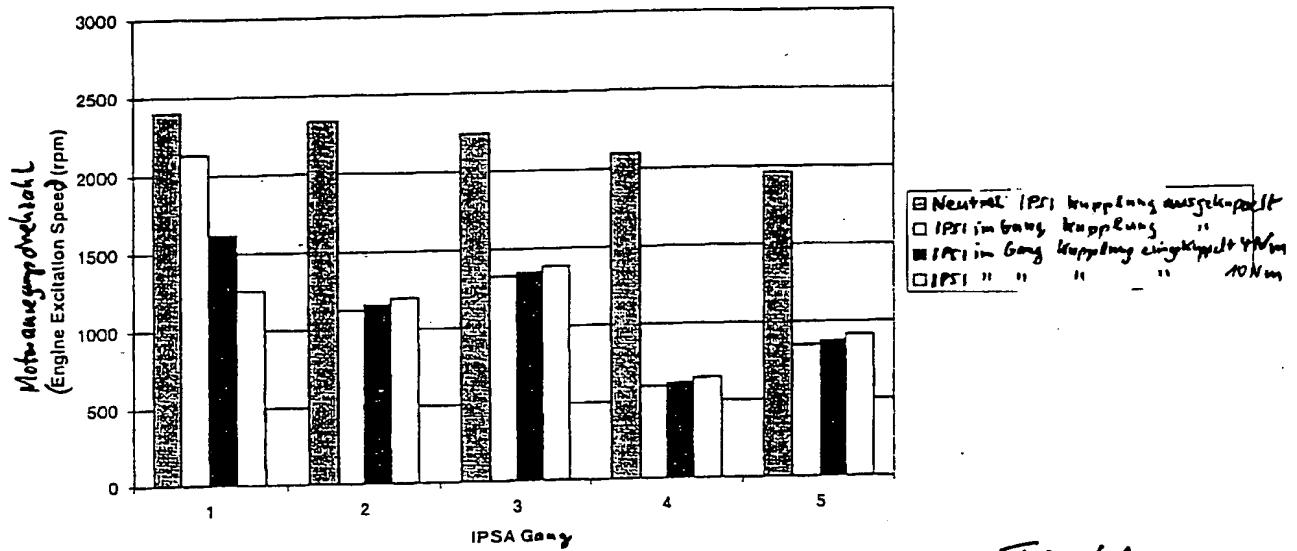


Fig. 61

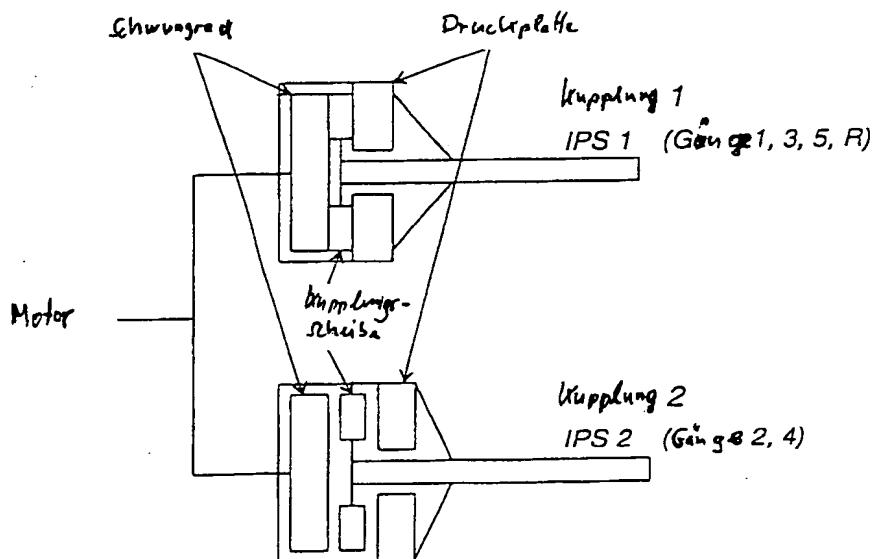


Fig. 62

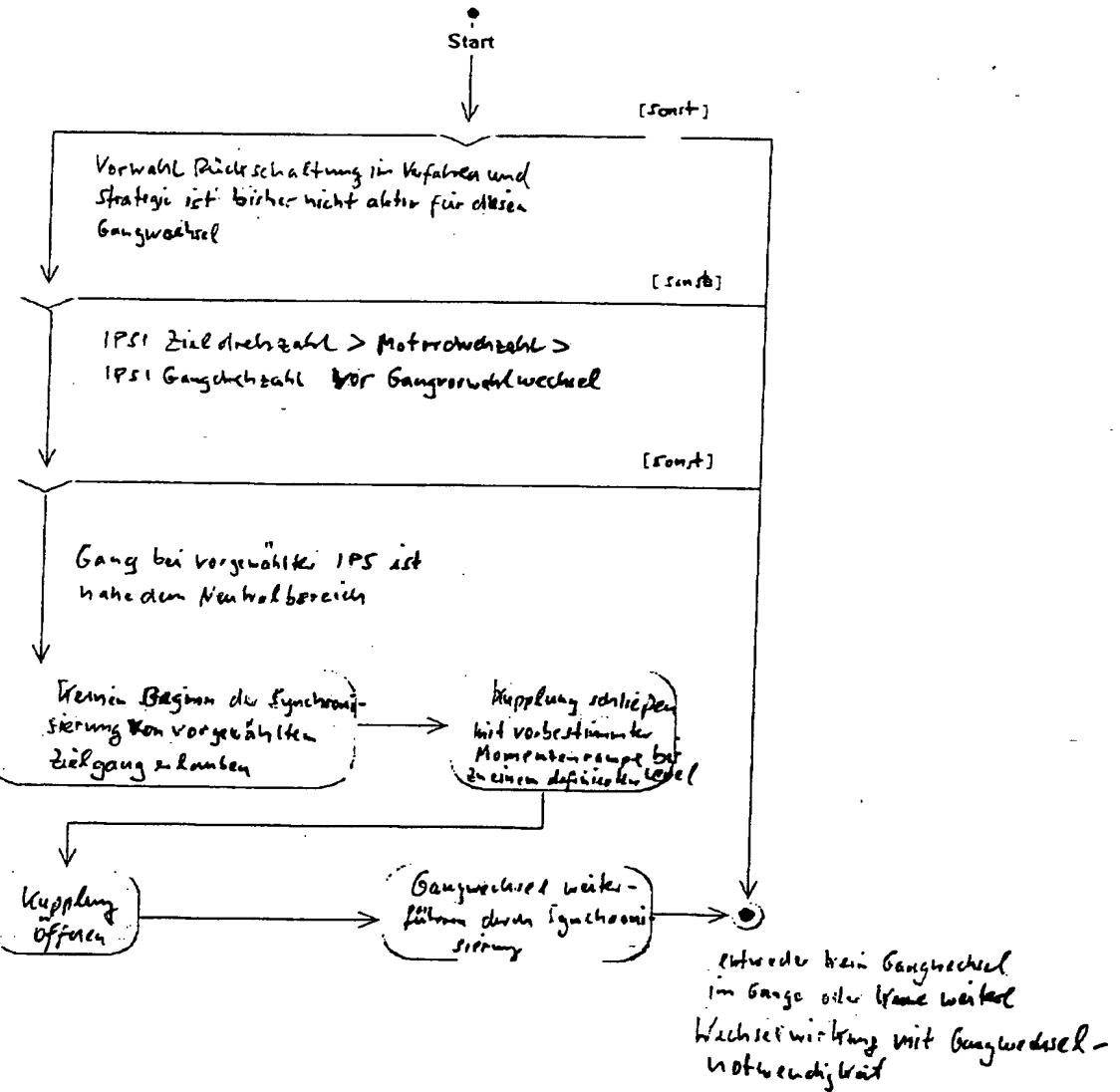


Fig. 63

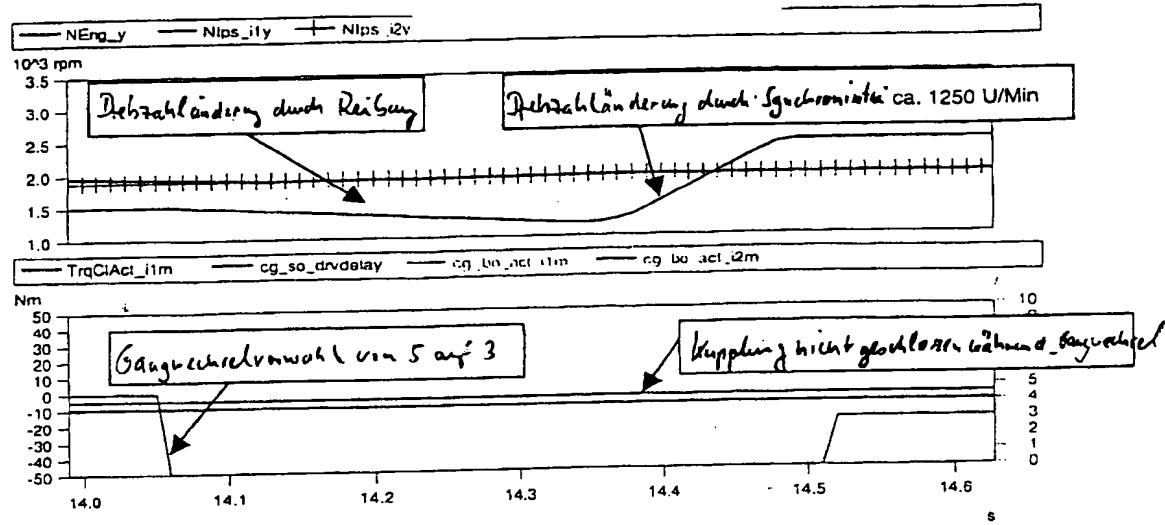


Fig. 64

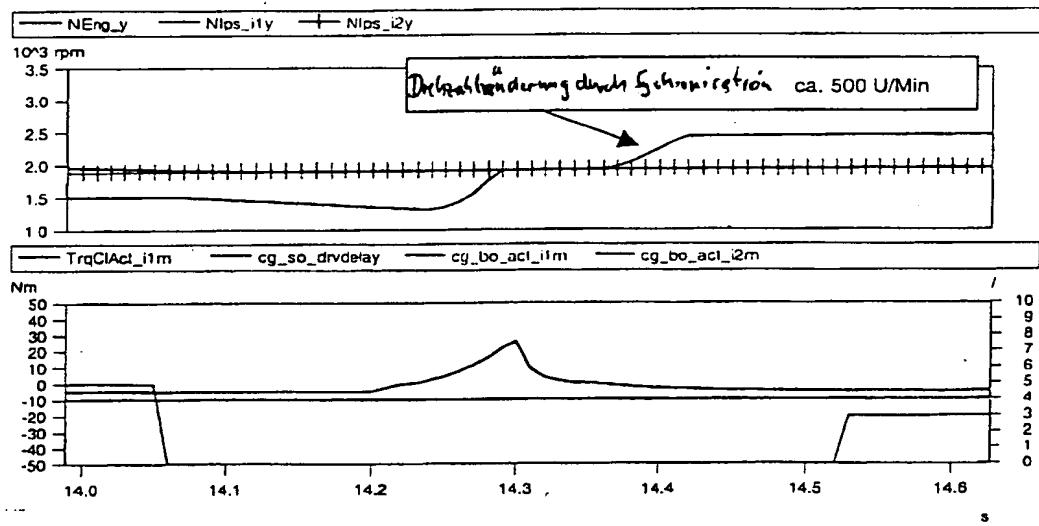


Fig. 65

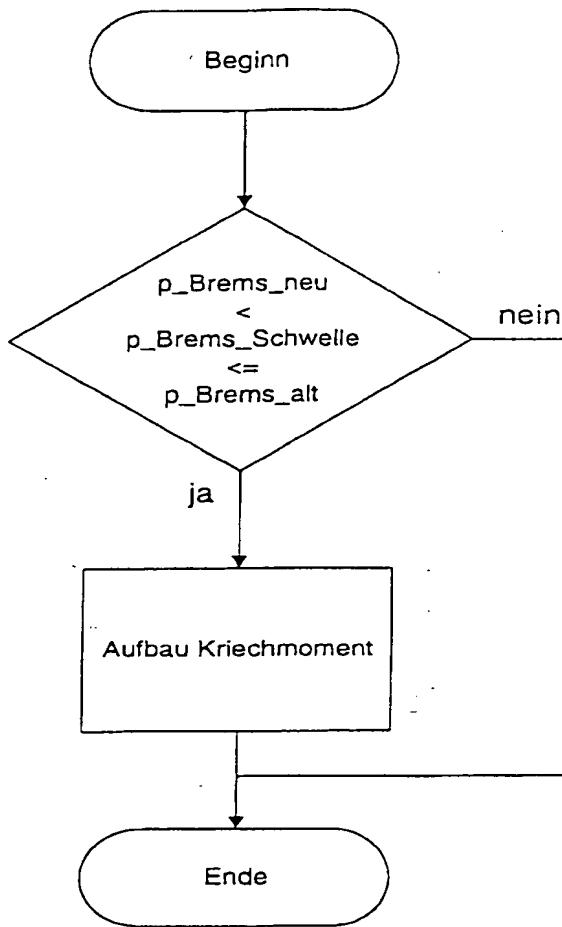


Fig. 66

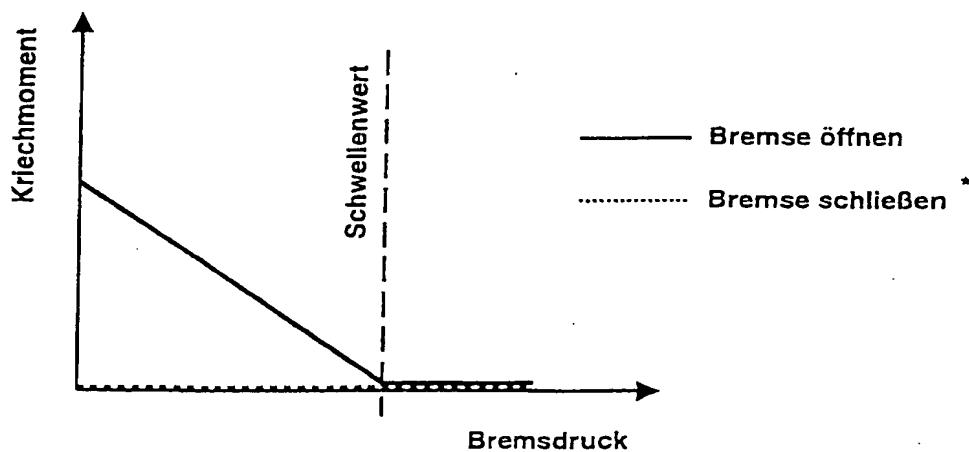


Fig. 67

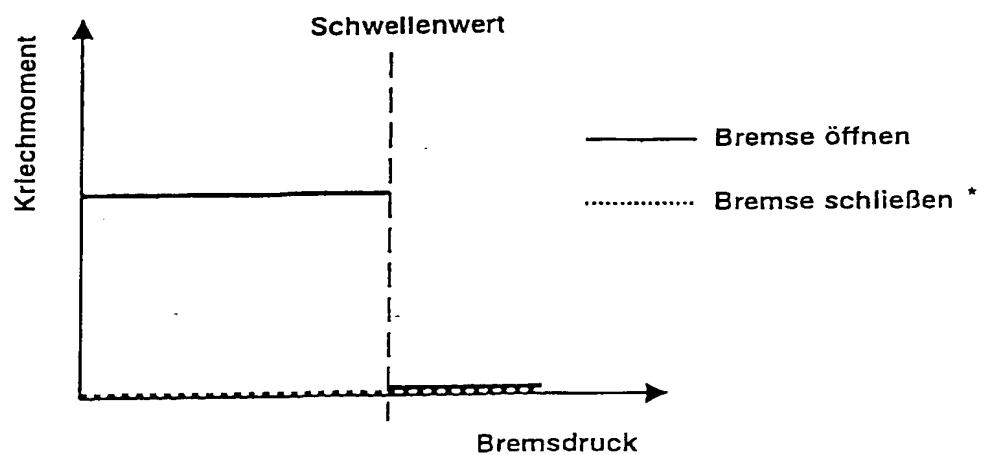


Fig. 68

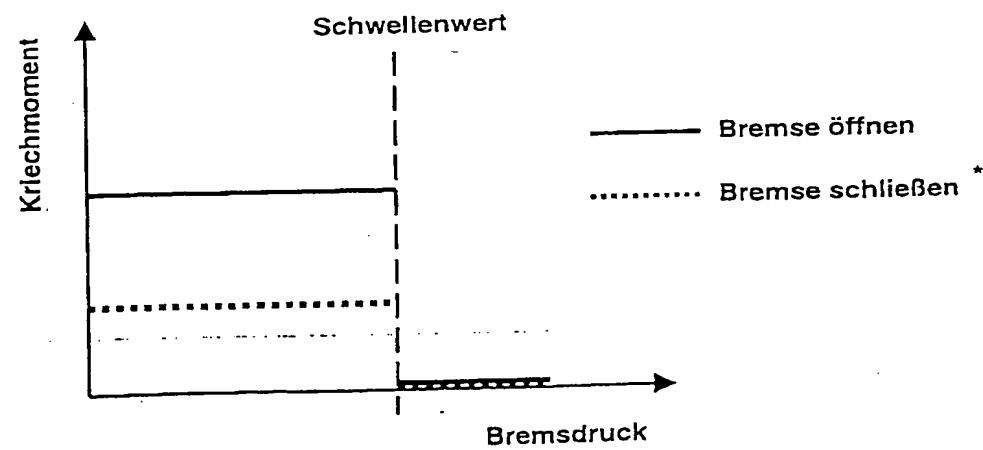


Fig. 69

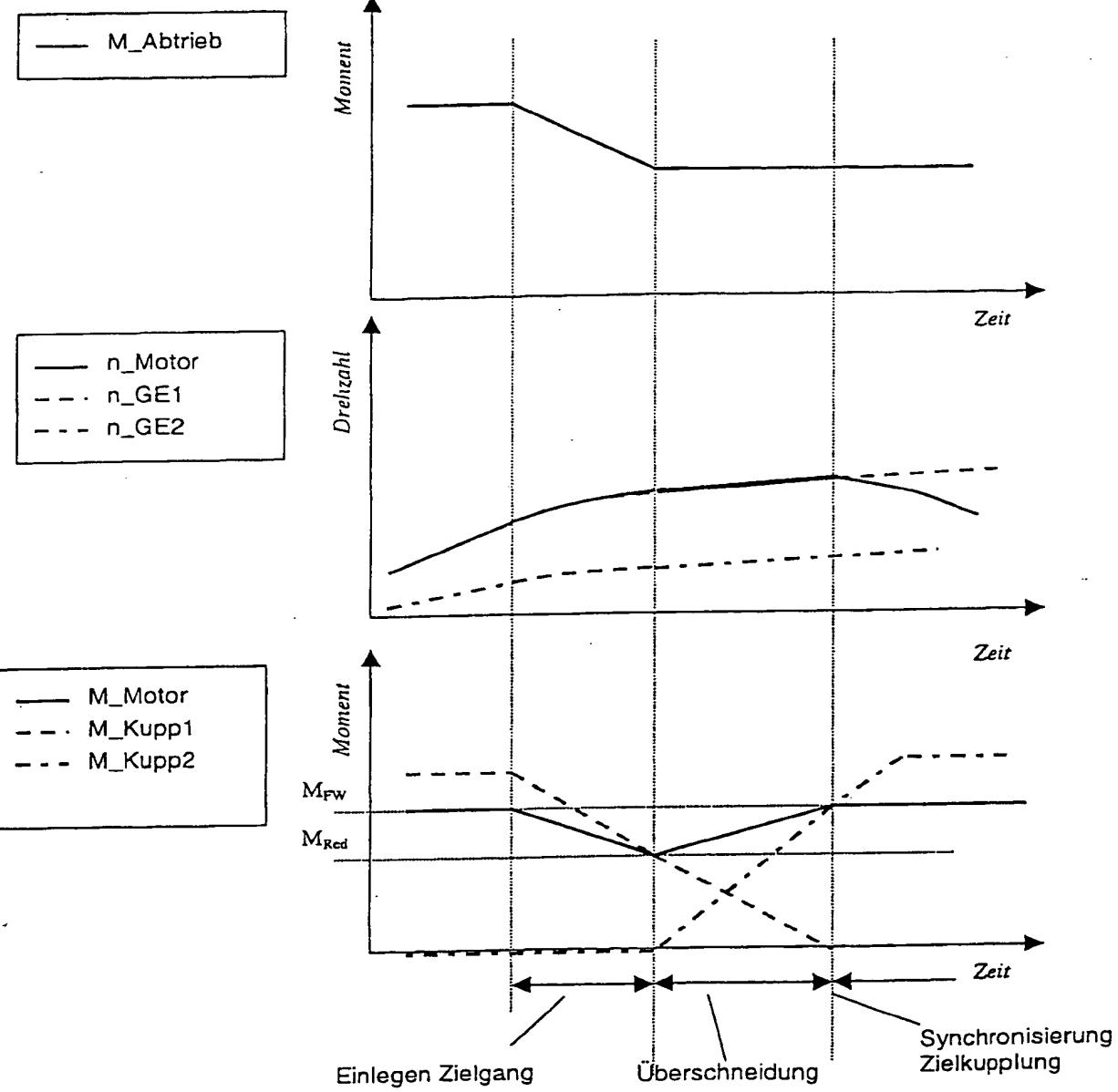


Fig. 70

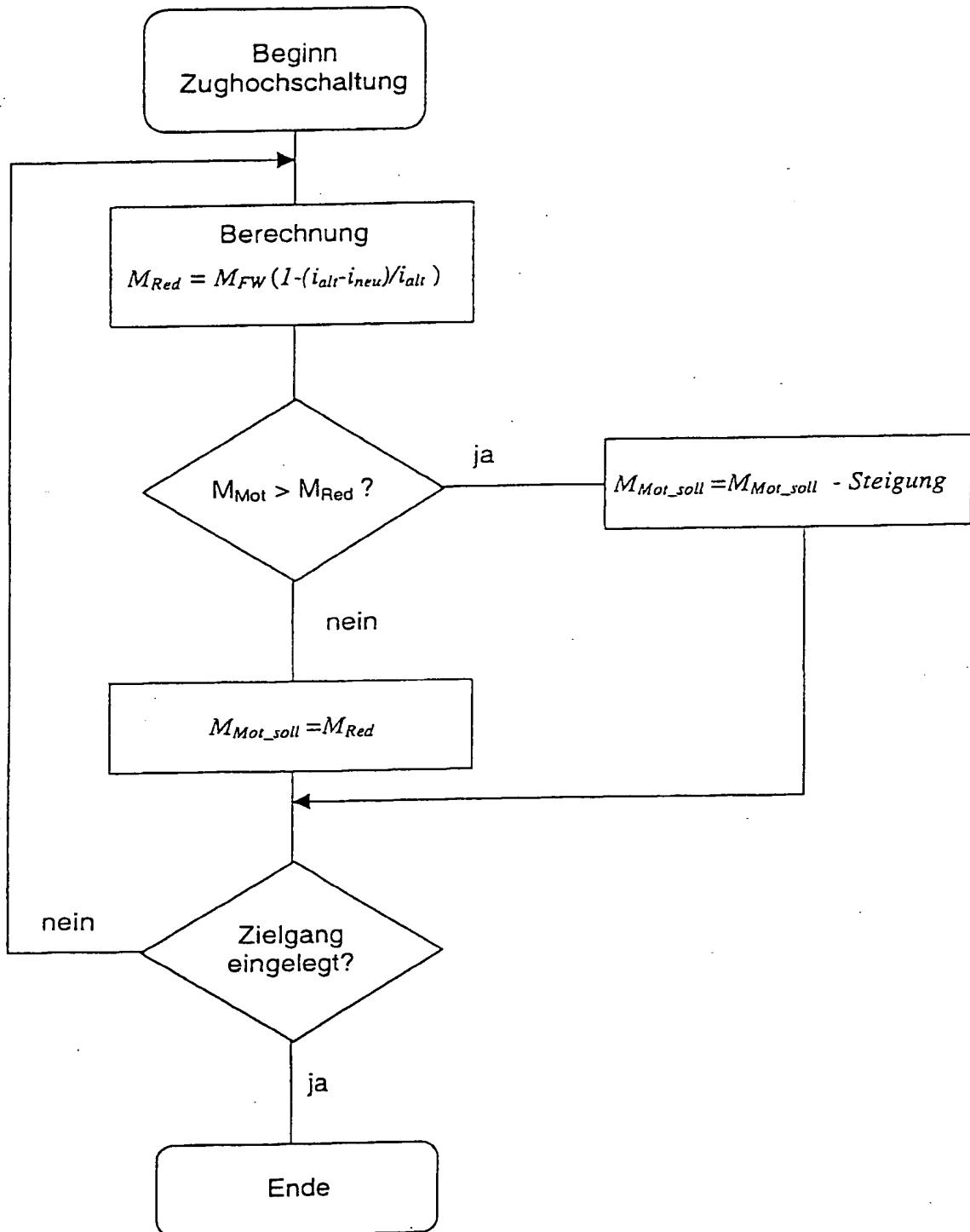


Fig. 71

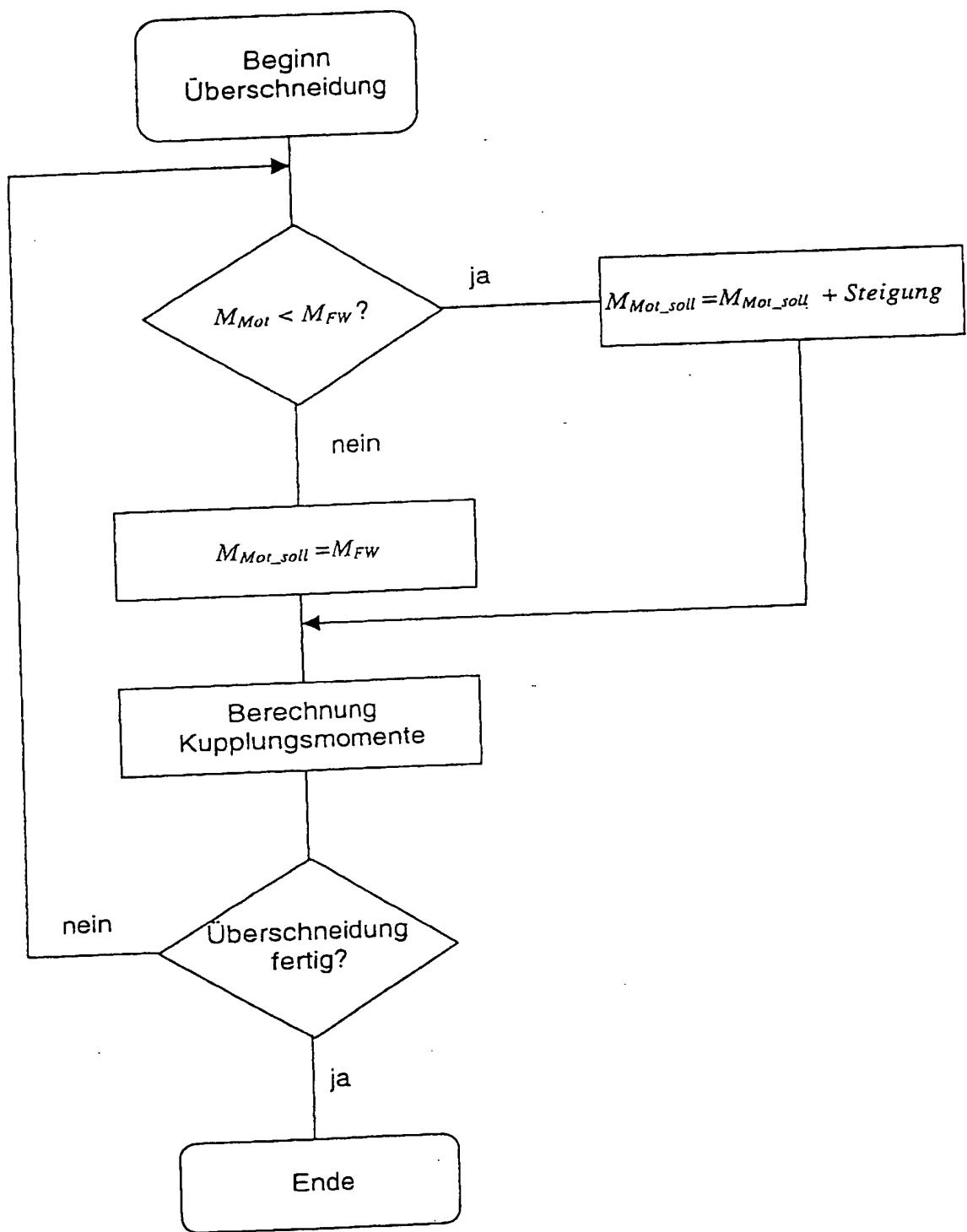


Fig. 72

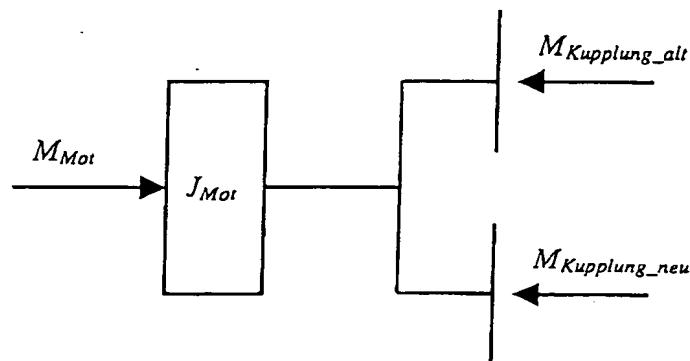


Fig. 73

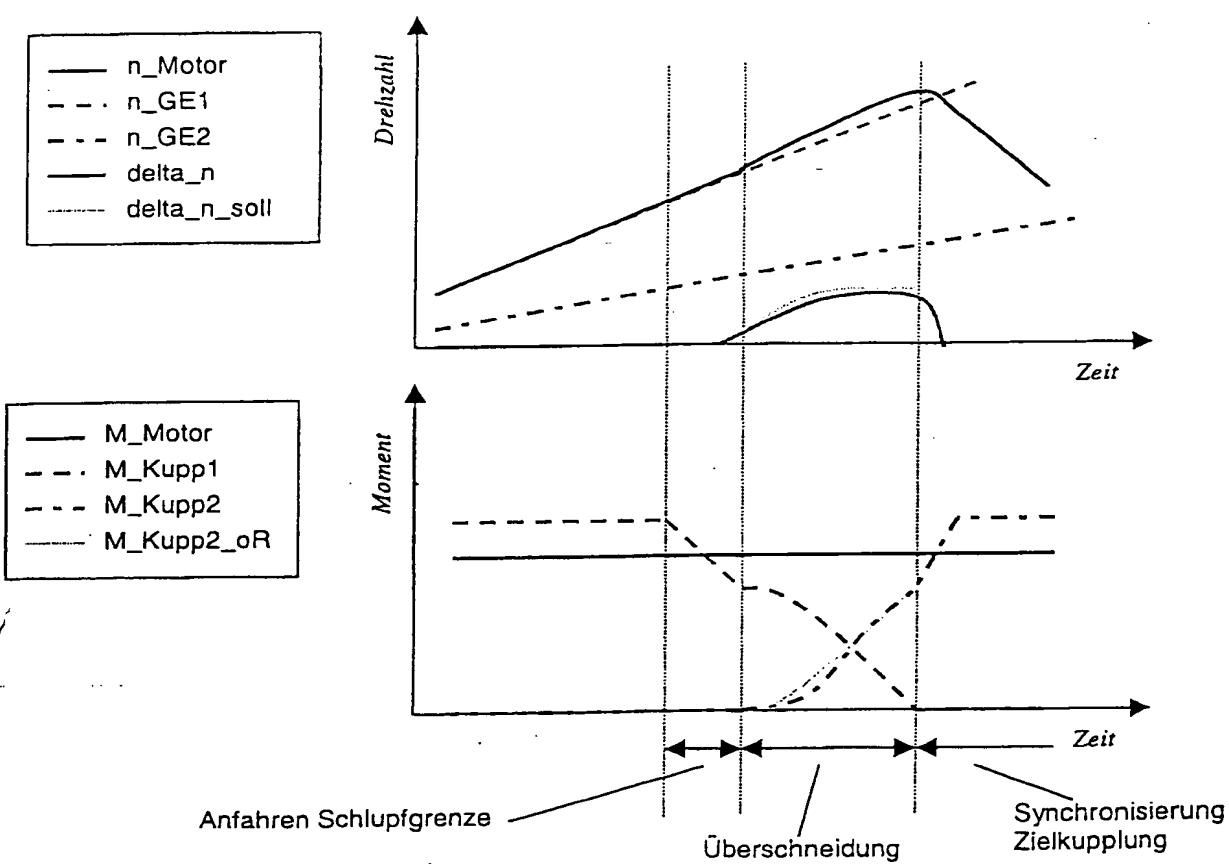


Fig. 74

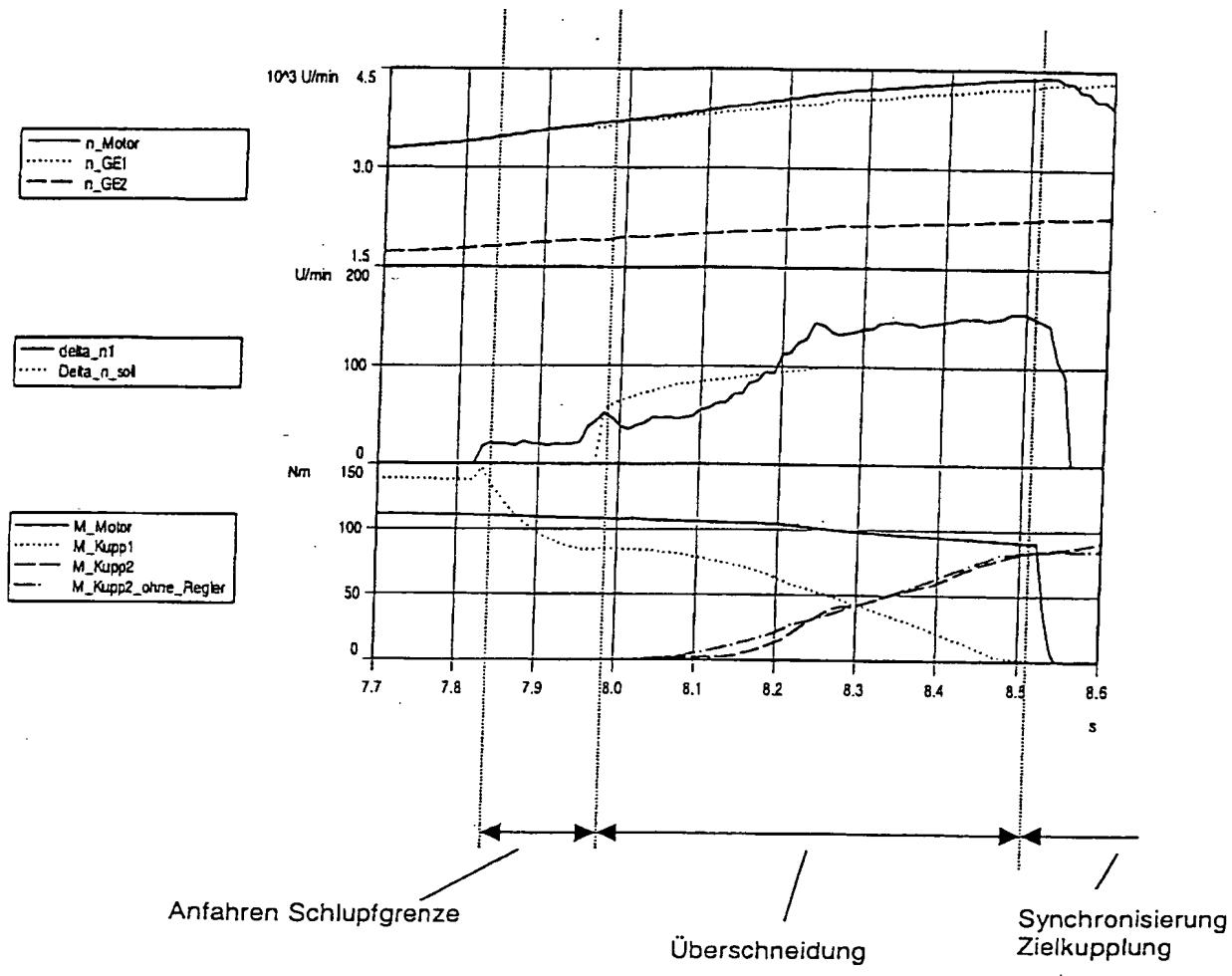


Fig. 75

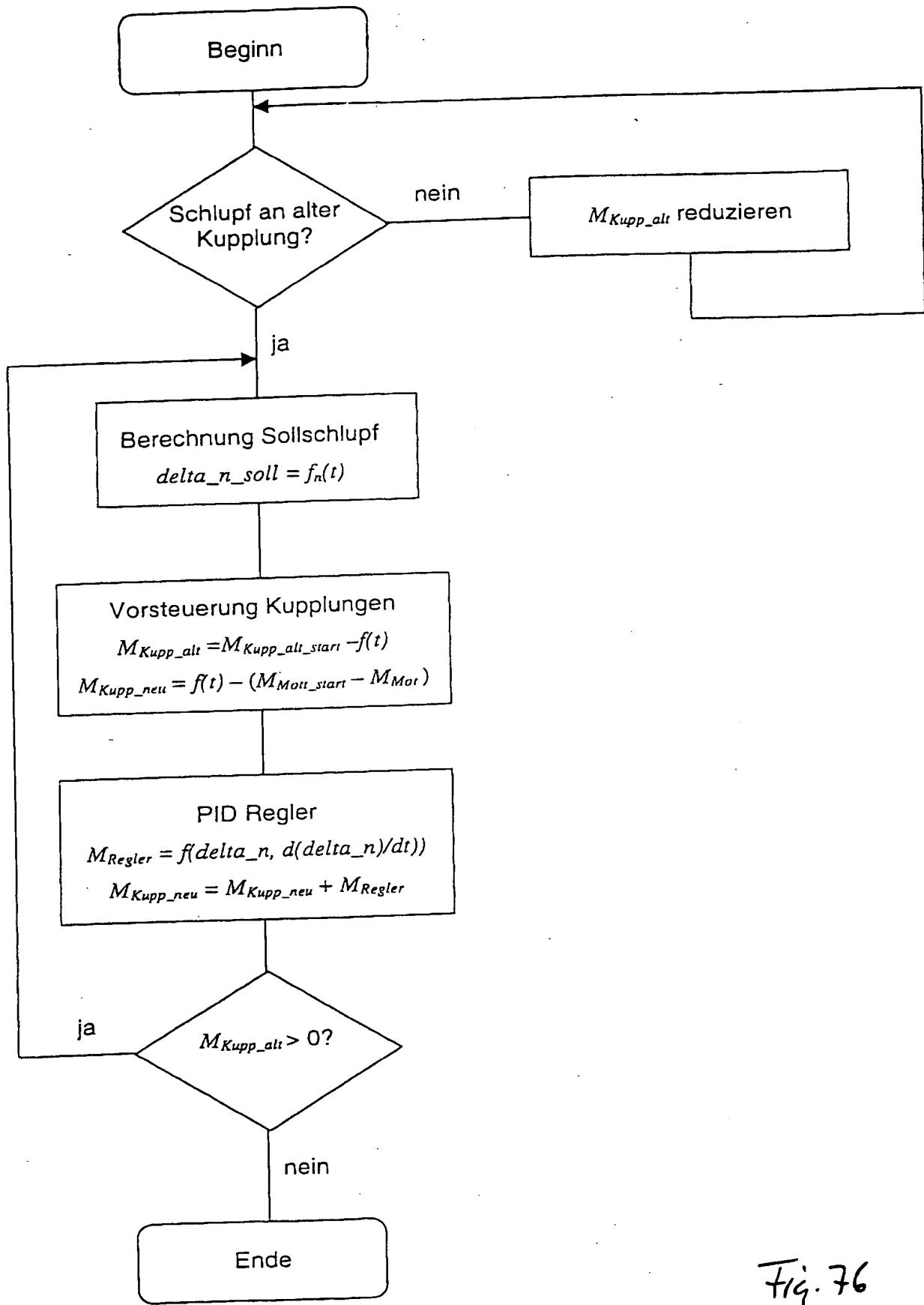


Fig. 76

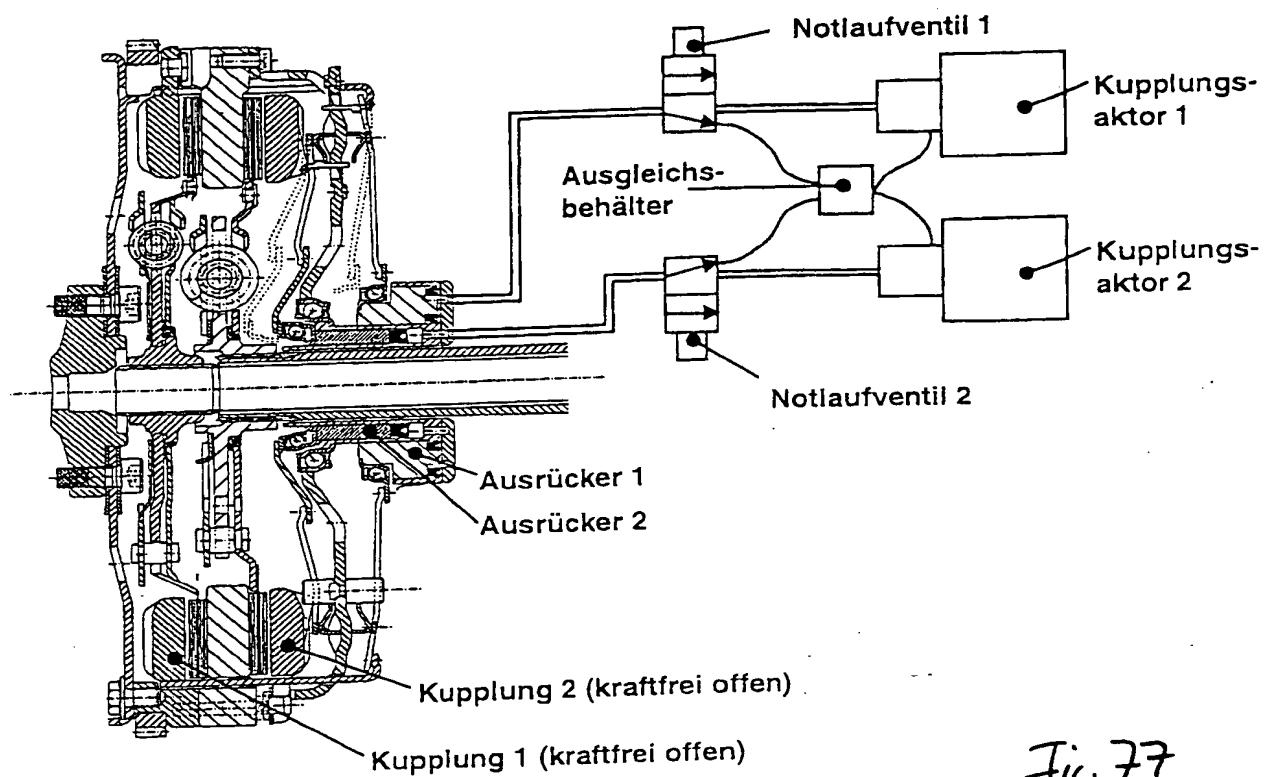


Fig. 77

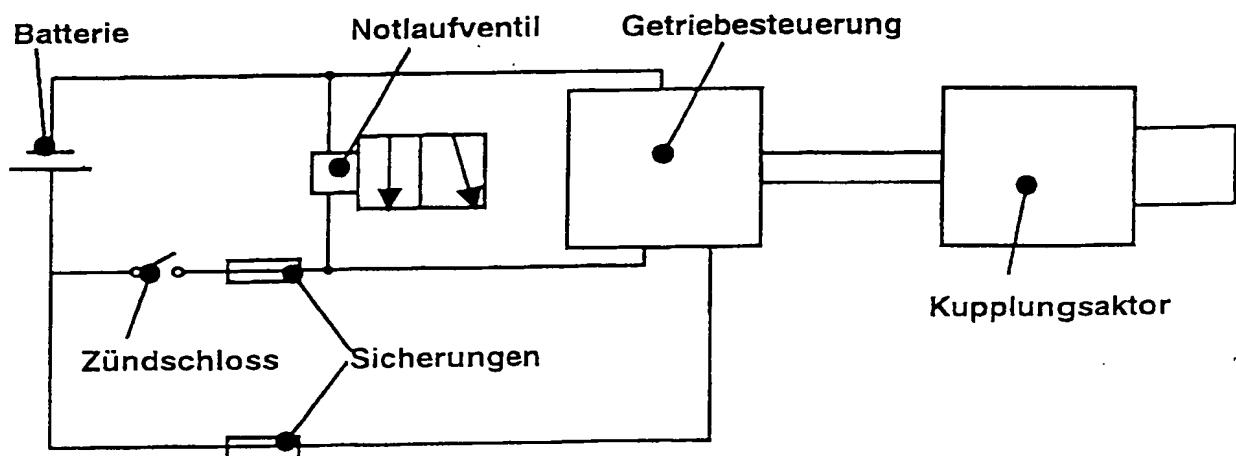


Fig. 78

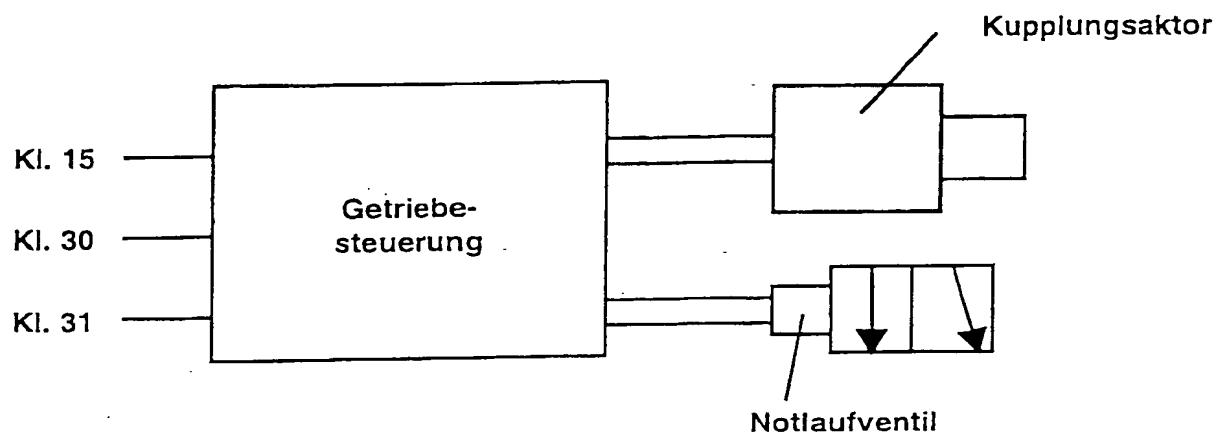


Fig. 79

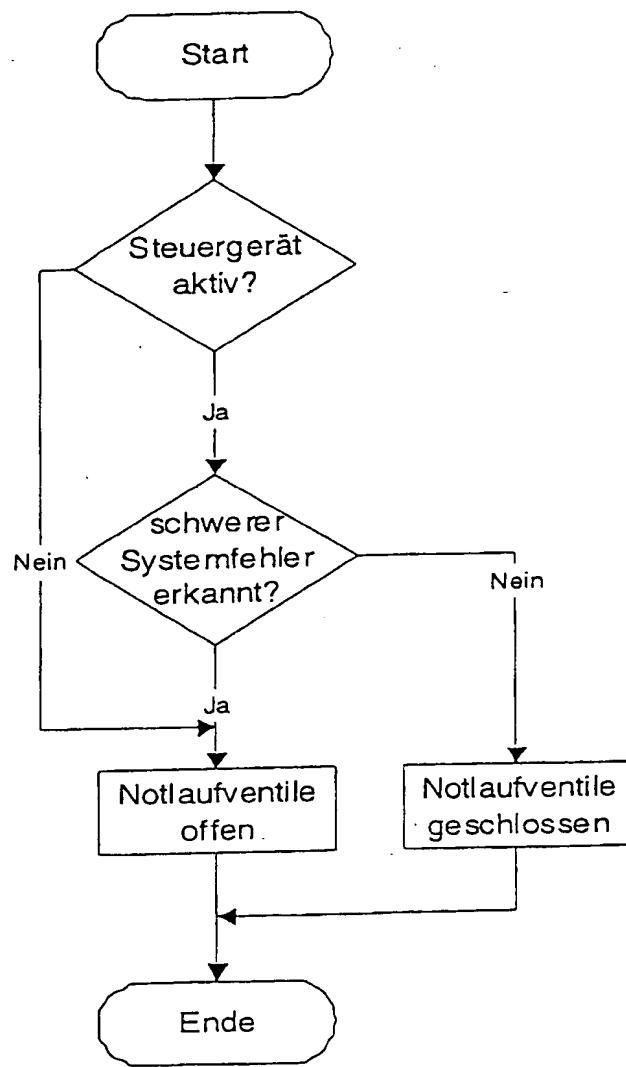


Fig. 80

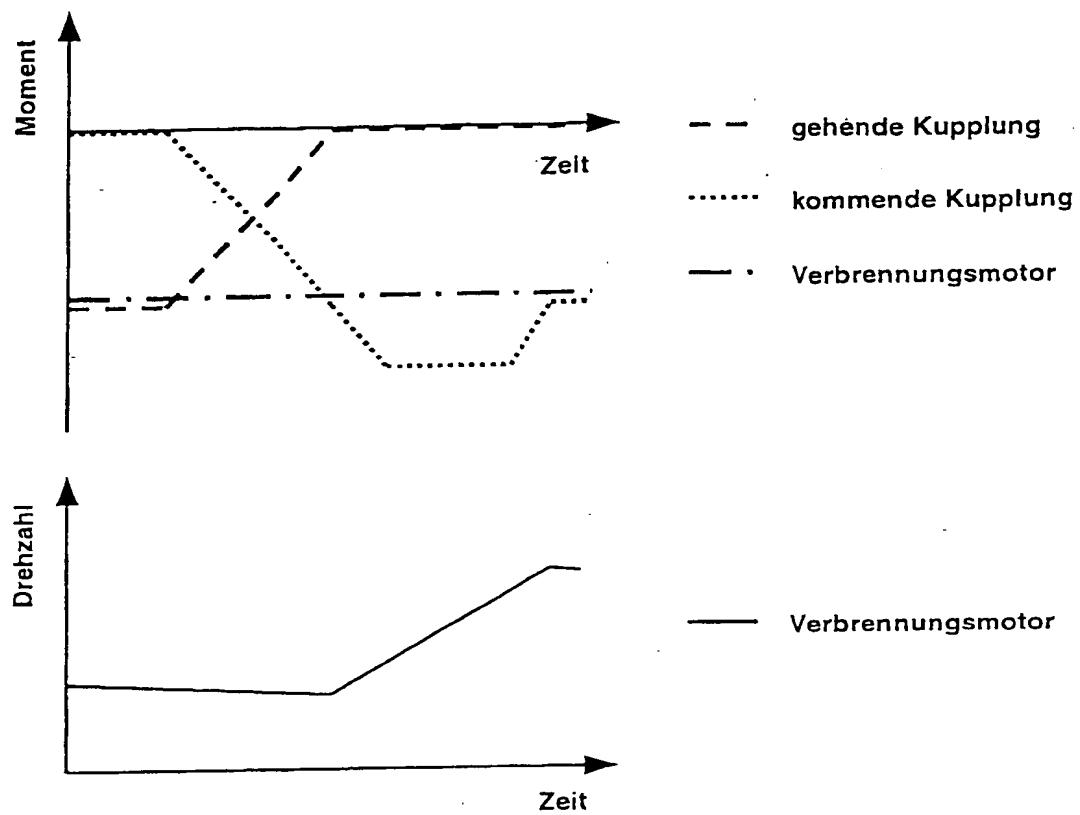


Fig. 81

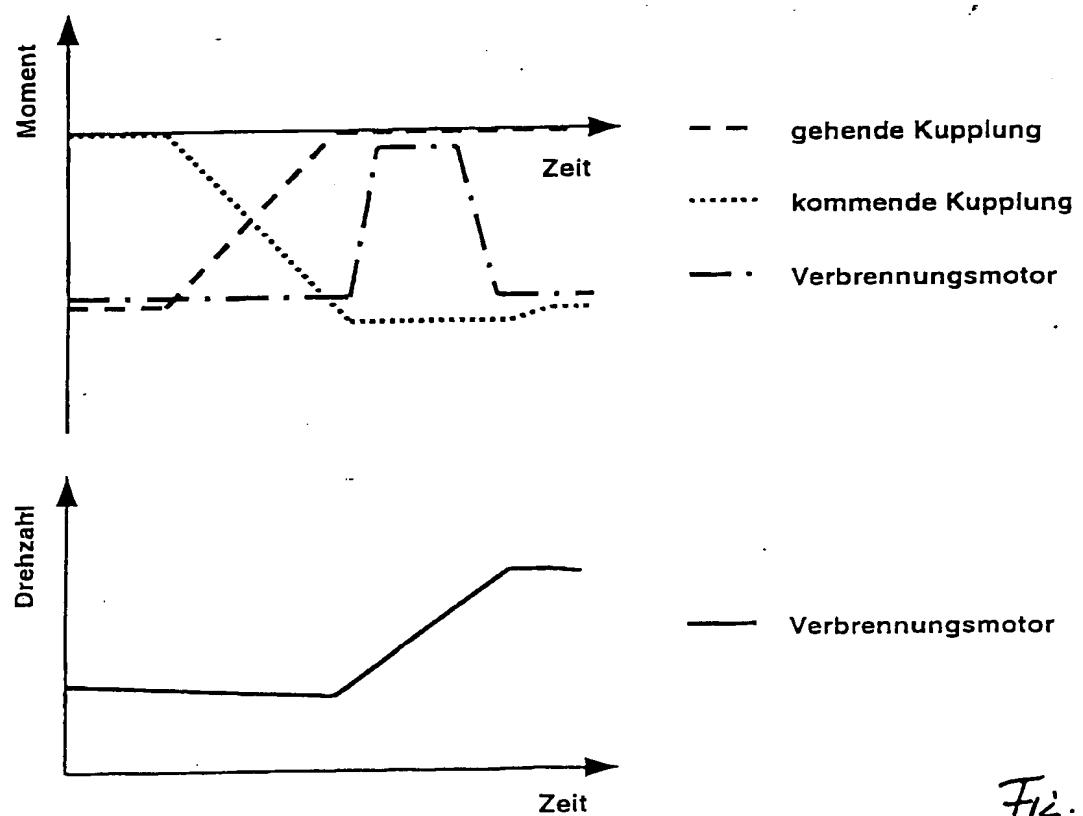


Fig. 82

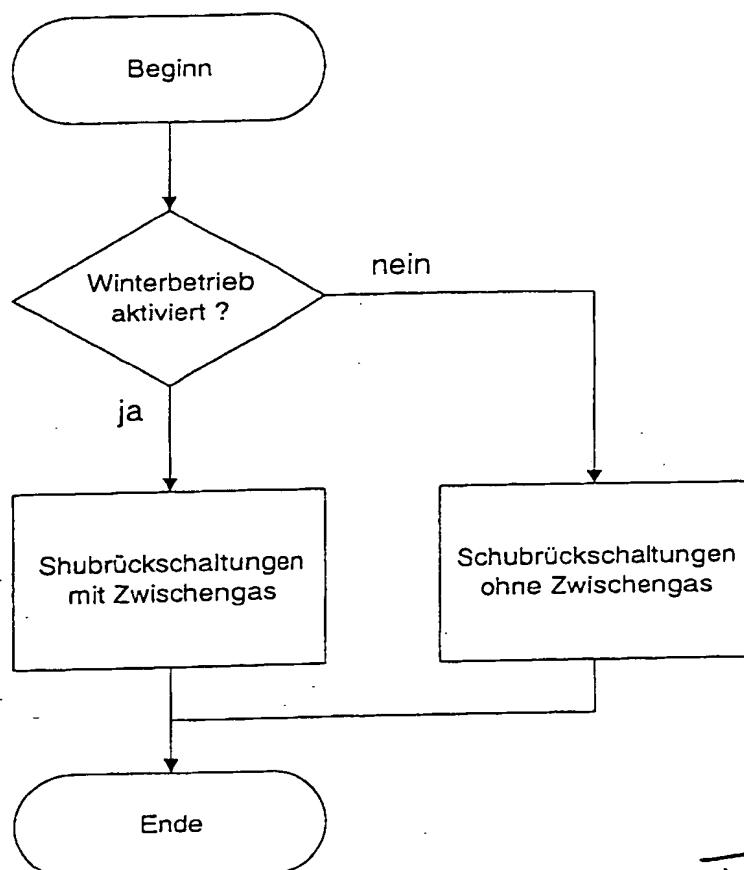


Fig. 83

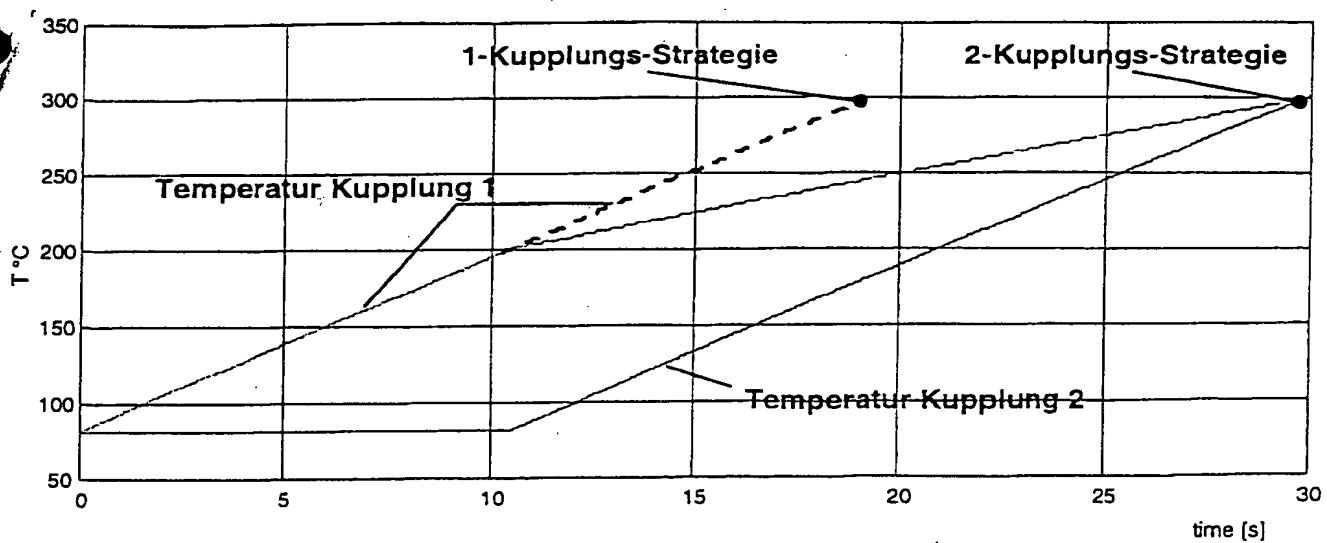
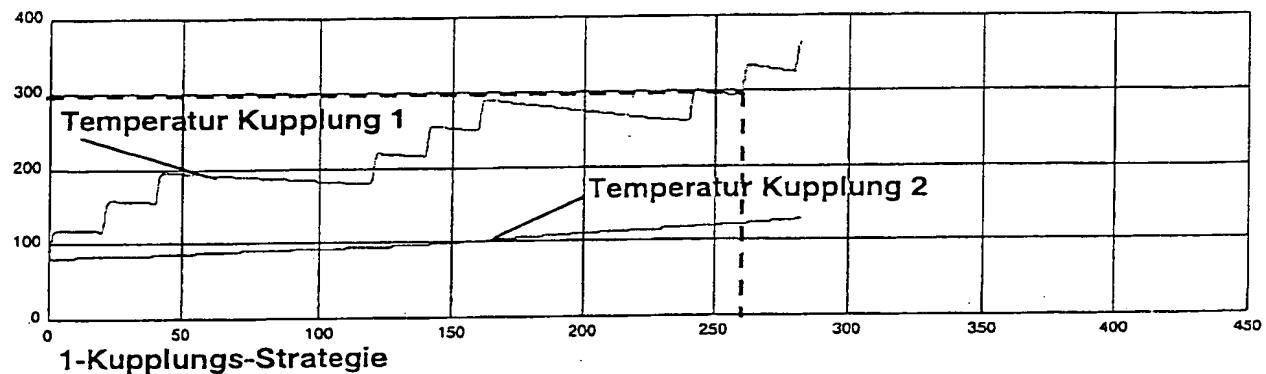
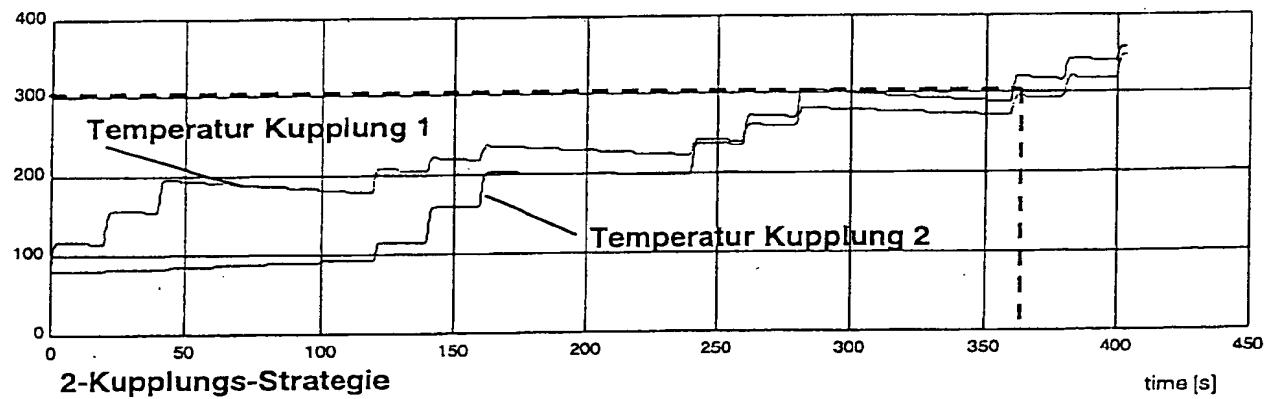


Fig. 84



1-Kupplungs-Strategie



2-Kupplungs-Strategie

Fig. 85

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- BLACK BORDERS**
- IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- FADED TEXT OR DRAWING**
- BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- SKEWED/SLANTED IMAGES**
- COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- GRAY SCALE DOCUMENTS**
- LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.